

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА**

Я. О. СЕРІКОВ, Д. С. ТАЛАНІН, С. Я. СЕРІКОВ

***ІНФОРМАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ У ВИРІШЕННІ ЗАВДАНЬ
ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗПЕКИ ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ
ЛЮДИНИ, ЕРГОНОМІКИ, ОХОРОНИ ПРАЦІ
І НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА***

МОНОГРАФІЯ

***ЧАСТИНА 1. АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ, ТРАКТОРИ,
САМОХІДНІ МАШИНИ Й МЕХАНІЗМИ***

За редакцією Я. О. Серікова

**Харків
ХНАМГ
2013**

УДК 004:331.4:656.13
ББК 73+65.246.95+39.3
С32

Автори:

Я. О. Серіков, к.т.н., доц., кафедри Безпеки життєдіяльності, ХНАМГ;
Д. С. Таланін, аспірант, викладач ХАТТ ім. С. Орджонікідзе;
С. Я. Серіков, науковий співробітник ХНАМГ.

Рецензенти:

Б. В. Дзюндзюк, д.т.н., професор, завідувач кафедри
„Охорона праці” Харківського національного університету
радіоелектроніки;
О. С. Полянський, д. т. н., професор кафедри
„Безпеки життєдіяльності” Харківського національного технічного
університету сільського господарства;
В. Д. Ходусов, д. фіз.-мат. наук, професор кафедри теоретичної фізики
Харківського національного університету ім. В. Н. Каразіна.

*Рекомендовано до друку Вченою радою
Харківської національної академії міського господарства
(протокол № 5 від 28 грудня 2012 р.)*

Серіков Я. О.
С32 Інформаційні технології у вирішенні завдань забезпечення
безпеки життєдіяльності людини, ергономіки, охорони праці і
навколишнього середовища : монографія: у 2-х ч. /
Я. О. Серіков, Д. С. Таланін, С. Я. Серіков ; за ред. Я. О. Серікова ;
Харк. нац. акад. міськ. госп-ва. – Х. : ХНАМГ, 2013. –

ISBN 978-966-695-296-0

Ч. 1. Автомобільний транспорт, трактори, самохідні машини й
механізми. – 2013. – 223 с.

ISBN 978-966-695-297-7

Наведений аналіз опублікованих досліджень, описані завдання й одержані авторами
результати в області забезпечення охорони праці персоналу, ергономіки при експлуатації
машин і механізмів. Описані вібродіагностичні інформаційні системи для контролю
технічного стану розглядуваних механічних систем з позицій вирішення завдань
забезпечення охорони праці.

Рекомендована для фахівців і науковців, які працюють у галузі вирішення завдань
забезпечення охорони праці, ергономіки і безпеки життєдіяльності, викладачів,
аспірантів, студентів вищих навчальних закладів.

УДК 004:331.4:656.13
ББК 73+65.246.95+39.3

ISBN 978-966-695-296-0
ISBN 978-966-695-297-7

© Я. О. Серіков, Д. С. Таланін,
С. Я. Серіков, 2013
© ХНАМГ, 2013

Зміст

	Вступ	7
Розділ 1.	АНАЛІЗ СТАНУ ПРОФЕСІЙНОЇ ЗАХВОРЮВАНOSTІ В УКРАЇНІ І ЗАРУБІЖНИХ КРАЇНАХ. ВПЛИВ ВИРОБНИЧОЇ ВІБРАЦІЇ НА ОРГАНІЗМ ПРАЦЮЮЧИХ НА ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБАХ.....	12
1.1.	Аналіз стану професійної захворюваності в Україні і зарубіжних країнах.....	12
1.2.	Причини виникнення вібраційної хвороби. Професійні захворювання, що виникають внаслідок впливу виробничої вібрації.....	39
1.3.	Вплив виробничої вібрації на агрегати, вузли, механічні системи транспортних засобів.....	47
1.4.	Вплив виробничої вібрації на організм працюючих.....	48
	Висновки.....	
Розділ 2.	ФІЗИЧНІ ОСНОВИ НЕРУЙНІВНИХ МЕТОДІВ КОНТРОЛЮ Й ДІАГНОСТИКИ, ЩО БАЗУЮТЬСЯ НА ВИМІРЮВАННІ ХАРАКТЕРИСТИК ПРУЖНИХ КОЛИВАНЬ.....	56
2.1.	Типи пружних коливань.....	57
2.2.	Збудження і прийом ультразвукових коливань.....	57
2.2.1.	П'єзоелектричні перетворювачі.....	67
2.3.	Способи забезпечення акустичного контакту «п'єзоелектричний перетворювач – досліджуваний матеріал».....	72
2.3.2.	Контактний спосіб введення і прийому пружних коливань.....	73
2.3.3.	Імерсійний спосіб введення і прийому пружних коливань.....	76
2.3.4.	Повітряно-акустичний спосіб введення і прийому пружних коливань.....	78
2.4.	Електромагнітно-стрикційне збудження і прийом пружних коливань у матеріалах.....	80

Розділ 3.	МЕТОДИ НЕРУЙНІВНОГО УЛЬТРАЗВУКОВОГО КОНТРОЛЮ ЯКОСТІ І ДЕФЕКТОСКОПІІ МАТЕРІАЛІВ, ВУЗЛІВ І АГРЕГАТИВ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ.....	83
3.1.	Тіньовий метод.....	85
3.2.	Часовий тіньовий метод.....	86
3.3.	Методи відбиття зонduючого сигналу.....	87
3.4.	Ультразвукові комбіновані методи.....	89
3.5.	Пасивні неруйнівні методи контролю і діагностики, засновані на аналізі характеристик пружних коливань.....	94
	Висновки.....	102
Розділ 4.	ДОСЛІДЖЕННЯ СТАНУ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ У ДИНАМІЧНОМУ РЕЖИМІ МЕТОДОМ ПАСИВНОЇ ВІБРОАКУСТИЧНОЇ ДІАГНОСТИКИ.....	103
4.1.	Основні положення технічної діагностики як прикладної науки.....	103
4.2.	Фізичні основи методу пасивної віброакустичної діагностики.....	114
4.3.	Формування вібрації в механічних системах при їх динамічному режимі.....	116
4.4.	Методи обробки інформації, одержаної при пасивній віброакустичній діагностиці механічних систем.....	119
4.4.1.	Оцінка щільності розподілу діагностичних параметрів.....	120
4.4.2.	Загальний рівень вібрації. Математичне очікування.....	121
4.4.3.	Частотне виділення віброакустичного діагностичного сигналу.....	122
4.4.4.	Виділення віброакустичного сигналу за часом.....	125
4.4.5.	Кореляційний метод виділення діагностичного сигналу.....	127
4.4.6.	Підвищення ефективності віброакустичного сигналу.....	131
4.5.	Аналіз опублікованих результатів дослідження стану двигуна СМД-14А методом віброакустичної діагностики.....	136

4.6.	Інформаційні технології у віброакустичній діагностиці механічних систем.....	145
4.6.1.	Сучасний стан вирішення завдань з віброакустичної діагностики механічних систем....	145
4.6.2.	Інформаційна технологія енергетичних характеристик віброакустичного сигналу.....	147
4.6.3.	Інформаційна енергетична технологія частотного аналізу віброакустичного сигналу.....	147
4.6.4.	Фазово-часова інформаційна технологія.....	148
4.6.5.	Інформаційна технологія спектрального аналізу віброакустичного сигналу.....	149
4.6.6.	Інформаційна технологія ударних імпульсів.....	152
4.6.7.	Інформаційна технологія аналізу обгинаючої віброакустичного сигналу.....	154
4.6.8.	Інформаційна технологія розпізнавання образів	157
4.7.	Класифікація методів віброакустичної діагностики механічних систем.....	158
4.8.	Технічні засоби реалізації інформаційних технологій у функціональній віброакустичній діагностиці.....	159
4.8.1.	Розвиток технічних засобів з реалізації інформаційних технологій у функціональній діагностиці.....	159
4.8.2.	Структура контрольно-вимірювальних засобів, що використовуються у функціональній віброакустичній діагностиці.....	161
4.9.	Аналіз основних тенденцій розвитку засобів вимірювання й аналізу у функціональній віброакустичній діагностиці.....	164
4.9.1.	Прилади й контрольно-вимірювальні системи функціональної віброакустичної діагностики.....	164
4.9.2.	Експертні системи віброакустичної діагностики	168
4.9.3.	Системи діагностики й моніторингу механічних систем віброакустичним методом.....	175
4.10.	Практика використання методів пасивної віброакустичної діагностики механічних систем....	177
4.10.1.	Методи діагностування якості складання механічних систем.....	177
4.10.2.	Методи діагностування стану механічних систем за результатами моніторингу.....	179

4.10.3.	Методи сумісного моніторингу й діагностування механічних систем.....	179
4.10.4.	Методи діагностування і прогнозування стану механічних систем за періодичними вимірами рівня вібрації.....	181
4.10.5.	Методи діагностування і прогнозування стану механічних систем за одноразовим вимірюванням рівня вібрації.....	184
4.11.	Класифікація об'єктів віброакустичної діагностики в механічних системах.....	186
4.12.	Постановка завдання на етапі введення віброакустичної діагностики механічних систем на підприємстві.....	187
4.12.1.	Застосування методів віброакустичної діагностики для доводки конструкції створюваної механічної системи.....	192
4.12.2.	Сучасні методи й системи віброакустичної діагностики для бездемонтажного контролю якості виготовлення й ремонту механічних систем.....	193
	Висновки.....	203
Розділ 5.	РОЗРОБКА ВІБРОДІАГНОСТИЧНОЇ СИСТЕМИ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ Й ПРОГНОЗУВАННЯ РІВНЯ ШКІДЛИВОГО ВПЛИВУ ВІБРАЦІЇ НА ОРГАНІЗМ ПРАЦЮЮЧИХ НА ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБАХ, МАШИНАХ І МЕХАНІЗМАХ.....	204
5.1.	Передумови постановки завдання створення вібродіагностичної системи для визначення й прогнозування рівня шкідливого впливу вібрації на організм працюючих на транспортних засобах...	204
5.2.	Розробка структури вібродіагностичної системи для визначення й прогнозування рівня шкідливого впливу вібрації на організм працюючих на транспортних засобах, машинах і механізмах.....	208
	Висновки.....	211
	Джерела.....	212
	Додаток.....	222

Вступ

Одним з логічних результатів еволюції людства техногенного напрямку, його предметної діяльності є створення антропогенних систем, машин і механізмів різної структури, складності й призначення (технічних, біологічних, хімічних та ін.). Ідеологічним підґрунтям створення кожної з таких систем є підсвідоме генетичне бажання людини підвищення комфортності її життя. Це є психологічною і соціологічною особливістю розвитку людства, людини як індивідуума й суспільної особистості.

Кожна з антропогенних систем характеризується конкретними (заданими) технічними, якісними, кількісними, економічними показниками і рівнем потенціальної негативної дії на виробниче середовище, людину, біосферу Землі – іншими словами на систему «людина – виробниче середовище – навколишнє середовище». Іншими словами, розробка, проектування і створення антропогенних систем, поряд з досягненням позитивних, необхідних для подальшого розвитку людства результатів, викликає, як правило, генерування нових або підвищення рівня існуючих негативних антропогенних факторів. В результаті цього процесу підвищуються рівень професійної захворюваності, виробничого травматизму, розбалансування природних процесів розвитку біосфери Землі. Як наслідок це викликає необхідність розробки й реалізації відповідних організаційних і технічних рішень для забезпечення захисту здоров'я працюючих, людей, стану навколишнього середовища. На сьогодні сумарна компенсація ушкодження здоров'я працюючих внаслідок професійної захворюваності і виробничого травматизму у світі становить більше 1,2 трлн. доларів США, що складає 4 % світового валового продукту.

Ступінь небезпечної дії (небезпеки) кожної з реалізованих антропогенних систем, машин, механізмів обумовлений їх ступенем надійності – фактично частотою відмов, що виникають під час їх функціонування, підвищенням небезпеки відносно здоров'я працюючих. Таким чином, визначення стану антропогенної системи, прогнозування часу її відмов, виявлення причин їх виникнення дозволяє своєчасно вжити відповідних заходів до їх попередження і тим самим підвищити рівень її безпеки, надійності та ефективності експлуатації, забезпечити необхідний рівень охорони і безпеки праці. Практичним наслідком розробки цього напрямку буде зниження рівня професійної захворюваності і виробничого травматизму, зменшення суми виплат за соціальним страхуванням.

Практика свідчить, що такий підхід до експлуатації системи дозволяє одержати економічний ефект близько 30 % від її еквівалентної вартості. Розглядаючи попередження впливу відмов системи, як результат їх прогнозування, на безпеку життєдіяльності людини в комплексі, до вказаного економічного ефекту додається усунення негативного впливу наслідків аварій на екологію Землі. Позитивний ефект досягається також за рахунок захисту здоров'я населення як від можливих аномальних змін фізіологічних функцій, так і психологічних відхилень в організмі, забезпечення комфортності виробничого, побутового й середовища проживання.

Технічний прогрес, розвиток нових напрямків економічної діяльності потребують подальшого розвитку, створення, накопичення кількості антропогенних систем, машин і механізмів, в тім числі тих, у структурі яких є кінематичні блоки, вузли, двигуни внутрішнього згорання. Одним з основних негативних факторів, що спостерігаються при

використанні таких систем, є підвищений рівень вібрації й шуму.

Слід зазначити, що зарубіжні й вітчизняні публікації, які відносяться до вивчення й вирішення проблеми впливу вібрації на організм людини, показують, що сучасний рівень розвитку техніки і технологій викликав значну активізацію, поширення цього негативного фактора умов праці. Важливим фактом є те, що наслідки впливу вібрації на здоров'я працюючих на даний час є одними з найістотніших професійних захворювань в усьому світі.

Вібрації викликають в організмі людини численні реакції, які є причиною функціональних розладів різних органів і систем. Під дією вібрації відбуваються зміни в периферичній і центральній нервових системах, серцево-судинній системі, опорно-руховому апараті. Шкідлива дія вібрації виражається також у вигляді підвищеного стомлення, дратівливості, головного болю, болю в суглобах пальців рук, порушенні координації рухів.

Виходячи з описаних вище актуальних проблем і завдань, в монографії викладені засади використання інформаційних технологій для визначення стану механічних систем (автомобільний транспорт, трактори, самохідні машини і механізми і т. п.) за показником рівня вібрації. Як основні методи, що дозволяють вирішувати завдання вимірювання необхідних вібраційних характеристик, вибрані неруйнівні, що базуються на використанні пружних коливань.

В результаті такої постановки завдання є можливим вирішення двох взаємозалежних завдань:

- визначення, прогнозування рівня виробничої вібрації, як елемента умов праці, з метою попередження виникнення вібраційної хвороби у працюючих;

- визначення, прогнозування рівня вібрації в агрегатах, кінематичних вузлах механічних систем, як фактора, що характеризує стан системи. При цьому забезпечується своєчасна діагностика механічної системи.

В монографії наведені дані з стану професійної захворюваності в Україні й зарубіжних країнах, причини виникнення вібраційної хвороби, професійні захворювання, що виникають внаслідок впливу вібрації.

Матеріал книги охоплює описання фізичних основ випромінювання, прийому, поширення, відбиття пружних коливань; принципів і аналіз роботи основних методів неруйнівного контролю, діагностики, що використовують пружні хвилі. Наведені основи і функціональні схеми методів, що базуються на відбитті, наскрізному проходженні пружних хвиль, методи вільних і змущених коливань, акустичної емісії. Аналіз кожного з методів містить перелік основних задач, що найбільш ефективно можуть бути розв'язані з його залученням. Основна увага приділена пасивному віброакустичному методу контролю й діагностики як найбільш поширеному у сфері дослідження розглядуваних об'єктів. Описані його модифікації, комбінації характеристик інформаційного сигналу, вимірювання яких забезпечує достатній рівень точності, вірогідності й надійності результатів контролю стану і діагностики механічних систем.

Наданий опис контрольно-вимірювальних приладів і систем, що призначені для реалізації інформаційних технологій у віброакустичній діагностиці механічних систем, їх перспективні шляхи розвитку. Наведений аналіз описаних результатів дослідження.

Автори висловлюють глибоку вдячність рецензентам – Б. В. Дзюндзюк, д.т.н., професору, завідувачу кафедри „Охорона праці” Харківського національного університету радіоелектроніки; О. С. Полянському, д.т.н., професору кафедри „Безпеки життєдіяльності” Харківського національного технічного університету сільського господарства; В. Д. Ходусову, д. фіз-мат. наук, професору кафедри теоретичної фізики Харківського національного університету ім. В. Н. Каразіна за цінні зауваження й рекомендації, що були висловлені при рецензуванні монографії.

Зауваження по змісту монографії прохання направляти за адресою: Україна, 62001, Харків, вул. Революції, 12, ХНУМГ, кафедра «Безпека життєдіяльності».

Автори

Розділ 1. _____

АНАЛІЗ СТАНУ ПРОФЕСІЙНОЇ ЗАХВОРЮВАНOSTІ В УКРАЇНІ І ЗАРУБІЖНИХ КРАЇНАХ. ВПЛИВ ВИРОБНИЧОЇ ВІБРАЦІЇ НА ОРГАНІЗМ ПРАЦЮЮЧИХ НА ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБАХ

1.1 Аналіз стану професійної захворюваності в Україні і зарубіжних країнах

Проблема створення безпечних і нешкідливих умов праці була і залишається однією з головних, тому що від її вирішення залежить не тільки успішна робота конкретного підприємства чи галузі, але і збереження здоров'я та підтримка працездатності працівників на протязі трудового життя [35, 74].

Дія негативних факторів виробничого середовища може призвести до виробничої травми та професійного захворювання. *Виробнича травма* – це ушкодження тканин організму робітника, викликане механічним впливом небезпечного виробничого фактора, що викликає за собою: тимчасову або стійку втрату працездатності; необхідність переведення працівника на іншу роботу; смерть працівника. *Професійне захворювання* – це захворювання, яке виникло внаслідок професійної діяльності людини внаслідок дії шкідливих виробничих факторів (шкідливих речовин, високого рівня шуму, вібрації, інших негативних чинників, пов'язаних з роботою. Діагноз профзахворювання встановлюється в кожному випадку з урахуванням характеристик умов праці, тривалості роботи людини за даною професією, професійного «маршруту» працюючого, даних попередніх медоглядів, результатів клініко-лабораторних і діагностичних досліджень. Цей діагноз встановлюється лише тоді, коли самі умови праці обумовили

розвиток даного захворювання, тобто є його безумовною причиною.

Професійні захворювання бувають двох видів, *гострі* та *хронічні* (рис. 1.1).



Рис. 1.1 – Типи професійної захворюваності

Під *гострим професійним захворюванням* розуміється захворювання, що являється, як правило, результатом однократного (на протязі не більше одного робочого дня, однієї робочої зміни) впливу на працівника шкідливого виробничого фактора (факторів), що викликає тимчасову або стійку втрату професійної працездатності.

Під *хронічним професійним захворюванням* розуміється захворювання, яке являється результатом тривалого впливу на працівника шкідливого виробничого фактора (факторів), що викликає тимчасову або стійку втрату професійної працездатності.

Виробничий травматизм і професійні захворювання спричиняють величезні, непоправні суспільні і економічні втрати, негативно впливають на економіку країн, рівень життя народів. За даними Міжнародного бюро праці внаслідок нещасних випадків на виробництві та профзахворювань у світі щорічно гинуть більше 2 млн. людей і приблизно 270 тис. одержують травми. Шкода економіці при цьому складає більше 1,2 трлн. доларів США, що складає 4 % світового валового

продукту. За статистичними даними на підприємствах України щоденно травмуються в середньому 200 осіб, із них 30 – стають інвалідами, 22 – отримують професійні захворювання, а 5 – гинуть.

Характерною ознакою показників професійної захворюваності в Україні за останні 30 років є їх хвилеподібний характер. Перша хвиля спостерігалась до 1976 р., друга – від 1990 до 1999 р. з максимумом у 1994 р., коли кількість хворих збільшилася порівняно з 1979 р. майже у 8 разів. Третя хвиля почала формуватися з 2000 р. і триває досі. Показник рівня професійної захворюваності на 10 тис. працюючих у 1976 р. дорівнював 1,8, у 1986 р. – 0,68, то в 2004 р. він становив – 5,38 (рис. 1.2).

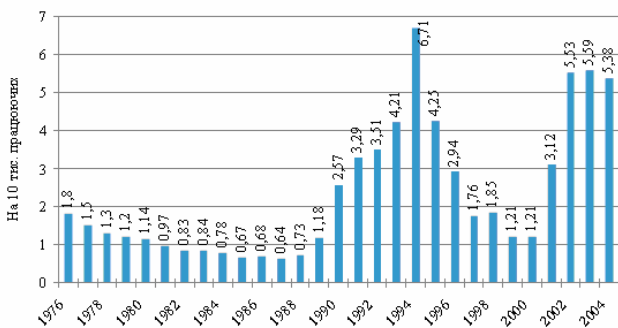


Рис. 1.2 – Динаміка зміни рівня професійної захворюваності в Україні протягом 1976 - 2004 рр. (за більш пізній період дані відсутні)

Зафіксоване зростання рівнів професійної захворюваності в 1993 – 1995, 2001 – 2004 рр. пов'язано з прийняттям Законів «Про охорону праці», «Про обов'язкове державне соціальне страхування працюючих від нещасного випадку на виробництві і професійного захворювання, що стало причиною втрати працездатності», а також початком роботи Фонду соціального

страхування від нещасних випадків на виробництві та професійних захворювань України.

Це в деякій мірі посилило контроль за звітністю підприємств з охорони праці. Введення в дію цих нормативних документів передбачає одержання суттєвих матеріальних компенсацій за ушкодження здоров'я працюючих в результаті роботи в шкідливих чи небезпечних умовах праці [39].

Однією з основних причин збільшення рівня нещасних випадків на виробництві та професійних захворювань в Україні є несприятлива економічна ситуація, що ускладнює вирішення цілого ряду конкретних проблем [39]. Фінансування заходів з охорони праці, на жаль, здійснюється за залишковим принципом. Наприклад, у 2003 р. з усіх джерел витрачено на охорону праці 1 млрд. 697 млн. гривень що складає 137 грн. на кожного робітника. При цьому обсяг витрат в значному ступеню залежить від форми власності: на підприємствах з державною формою власності ця сума складає 163 грн., а на приватних –17 грн.

Всі причини, що викликають виробничий травматизм і професійні захворювання, поділяються на 3 основні групи:

1. Причини організаційного характеру.
2. Технічні причини.
3. Психофізіологічні причини.

Аналіз причин професійних захворювань за 2004 – 2011 рр. показує, що технічні причини складають приблизно 17 %, причини організаційного характеру – 72 %, психофізіологічні причини – 11 % (рис. 1.3). Перелік основних конкретних причин, що відносяться до кожної групи, наведений на рис. 1.4.

Порівняння рівня професійної захворюваності в Україні відносно нових випадків захворювань з відповідними даними Європейських країн, проведене з використанням кластерного

аналізу, ранжування і методів параметричного аналізу, дало можливість встановити, що середній рівень такої захворюваності в Україні ($13,3 \pm 4,9$ на 100 тис. відповідного населення) протягом 1996–2010 рр. був значно нижчим, ніж середній рівень у країнах Європейського Союзу ($43,0 \pm 0,9$) та Європи загалом ($30,1 \pm 0,4$), і посідав, за даними Європейського бюро ВООЗ, 21 місце серед 38 країн Європи (табл. 1.1). Аналіз показує, що таке зниження рівня професійних захворювань пов'язане зі зменшенням кількості працівників, зайнятих у виробництві та фактами приховування відповідної звітності.

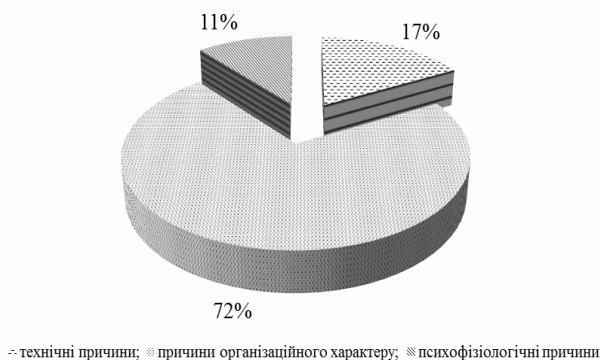


Рис. 1.3 – Розподілення причин професійних захворювань за 2011 р.

Серед країн СНД Україна за рівнем професійної захворюваності посідає друге місце, вдвічі поступаючись Таджикистану ($26,8 \pm 7,9$ на 100 тис. населення), а рівень такої захворюваності в Російській Федерації ($11,2 \pm 1,9$) є наближеним до рівня, що спостерігається в Україні. В інших країнах СНД показники професійної захворюваності, за даними офіційної статистики, становлять лише 0,3 – 2,8 випадків на 100 тис. населення.

Таблиця 1.1 – Усереднені рівні захворюваності населення країн Європи на нові випадки професійних захворювань (на 100 тис. працюючого населення) протягом 1996 – 2010 рр.

Країни Європи ¹⁾	Середній рівень	Рангове місце	
		по Європі	по СНД
1	2	3	4
Данія	438,6 ± 43,4	1	-
Швеція	323,1 ± 77,1	2	-
Ісландія	231,1 ± 2,1	3	-
Ізраїль	194,8 ± 74,5	4	-
Фінляндія	147,0 ± 6,9	5	-
Норвегія	123,0 ± 5,0	6	-
Швейцарія	81,3 ± 3,9	7	-
Іспанія	42,6 ± 9,8	9	-
Бельгія	39,0 ± 4,0	10	-
Німеччина	37,3 ± 3,6	11	-
Франція	31,1 ± 2,4	12	-
Литва	27,4 ± 2,7	13	-
Австрія	27,4 ± 1,0	14	-
Чеська Республіка	27,3 ± 4,5	15	-
Естонія	27,2 ± 8,3	16	-
Латвія	26,9 ± 14,7	17	-
Таджикистан	26,8 ± 7,9	18	1
Велика Британія	23,2 ± 2,1	19	-
Словаччина	18,0 ± 1,5	20	-
Україна	13,3 ± 4,9	21	2
Румунія	13,2 ± 1,6	22	-
Люксембург	12,1 ± 5,0	23	-

Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4
Італія	11,6 ± 0,5	24	-
Російська Федерація	11,2 ± 1,9	25	3
Португалія	11,0 ± 2,7	26	-
Угорщина	8,9 ± 1,3	27	-
Казахстан	6,0 ± 2,7	28	4
Беларусь	5,4 ± 1,6	29	5
Хорватія	4,0 ± 1,2	30	-
Сербія й Чорногорія	4,0 ± 2,7*	31	-
Ірландія	3,9 ± 0,2	32	-
Узбекистан	2,8 ± 0,6	33	6
Азербайджан	2,4 ± 1,5*	34	7
Республіка Молдова	1,8 ± 0,0	35	8
Киргизстан	0,9 ± 0,4	36	9
Грузія	0,7 ± 0,0	37	10
Вірменія	0,3 ± 0,2*	38	11
Середнє по 25 країнах Європейського Союзу	43,0 ± 0,9	-	-
Середнє по Європі	30,1 ± 0,4	-	-
Середнє по 12 країнах Співдружності Незалежних Держав (колишніх республік СРСР, виключаючи Литву, Латвію та Естонію)	12,0 ± 1,4	-	-

¹⁾Албанія, Андорра, Боснія й Герцеговина, Болгарія, Кіпр, Греція, Мальта, Монако, Нідерланди, Польща, Сан-Марино, Словенія, Македонія, Туреччина, Туркменістан не включені до ранжування, оскільки їх уряди не надавали відомості про нові випадки професійних захворювань до Бюро Євро - ВООЗ протягом 1996 – 2010 рр.

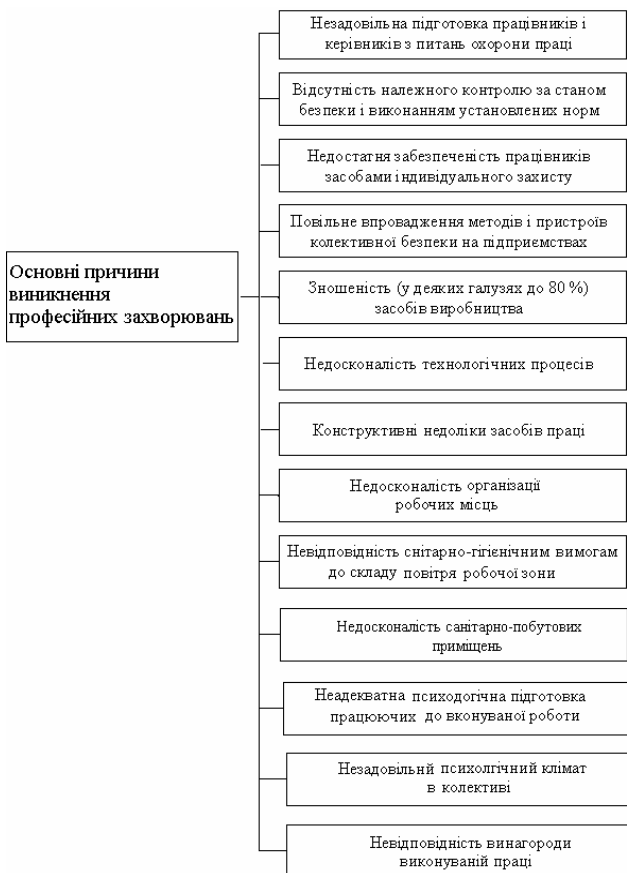


Рис. 1.4 – Основні причини виникнення професійних захворювань

Причин розбіжностей щодо виявлення професійних захворювань та їх офіційної реєстрації в країнах Європи багато. В основному вони перебувають у сфері стратегічного ставлення до проблеми з боку держави, рівня фінансування охорони праці,

наявності чи відсутності пріоритету щодо соціального захисту працюючих, різних медичних підходів до визначення критеріїв наявності професійного захворювання [39, 49].

За результатами аналізу динаміки кількісних показників «нових» випадків професійної патології серед населення України встановлено, що у всіх областях з високим рівнем цих показників у 1988 р. (Донецька, Дніпропетровська, Луганська) спостерігається подальше їх зростання й у 2010 р. в 5,1 – 6,5 разів. Нижче наведені дані з динаміки кількості випадків професійної захворюваності на підприємствах України за 1981 – 2004 рр. (табл. 1.2 – 1.4).

У деяких областях із середнім (Сумська, Львівська, Харківська) та низьким (Волинська, Кіровоградська) рівнями показників професійної захворюваності в 1988 р. також спостерігається збільшення кількості аналогічних хворих у 2004 р. в 1,4 – 7,1 разів (табл. 1.2 – 1.5).

Аналіз структури розподілу кількості хворих із вперше в житті встановленим діагнозом професійної патології за регіонами України показав, що протягом 1988 – 2004 р. провідні місця посідали: Донецька, Луганська, Дніпропетровська, Львівська області, на які припадало 52,6 % (1988 р.), 76,1 % (2000 р.) та 90,0 % (2004 р.) усіх хворих (табл. 1.5).

Тобто, за ці роки в Україні визначилися території зі стійким високим рівнем професійної патології – Донецька, Дніпропетровська та Луганська області та території, на яких формується високий ризик захворюваності працюючих з цією патологією – Сумська, Львівська, Харківська, Волинська та Кіровоградська області.

Таблиця 1.2 – Розподіл кількості випадків професійної захворюваності серед працюючих на підприємствах народного господарства України за 1981 – 1988 рр. (за областями)

№ п/п	Області	Роки							
		1981	1982	1983	1984	1985	1986	1987	1988
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1.	В цілому по Україні:	1998	2018	2074	1916	1554	1671	1617	1767
2.	Вінницька	35	63	52	44	36	28	49	57
3.	Волинська	24	47	30	25	9	9	8	23
4.	Ворошиловградська	666	517	533	397	370	316	313	296
5.	Дніпропетровська	177	240	334	296	186	265	168	159
6.	Донецька	432	388	366	403	319	441	339	404
7.	Житомирська	82	79	62	75	45	66	79	63
8.	Закарпатська	5	-	5	6	12	11	9	24
9.	Запорізька	42	56	78	62	73	94	62	80
10.	Івано-Франківська	28	37	30	28	30	25	28	31
11.	Київська	69	56	48	27	31	26	37	46
12.	Кіровоградська	12	31	50	46	40	34	30	34
13.	Кримська	10	24	14	21	6	5	5	7
14.	Львівська	69	62	66	60	38	39	44	72
15.	Миколаївська	10	20	22	74	11	32	53	12
16.	Одеська	22	10	11	8	14	6	4	8
17.	Полтавська	9	12	19	22	20	10	19	18
18.	Ровенська	16	4	7	9	8	9	10	10
19.	Сумська	14	18	14	14	7	14	14	20
20.	Тернопільська	10	16	12	14	16	15	44	44
21.	Харківська	60	101	94	64	112	64	58	66

Продовження таблиці 1.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
22.	Херсонська	12	16	12	12	12	12	15	27
23.	Хмельницька	14	15	9	6	8	19	19	41
24.	Черкаська	74	104	108	86	49	47	117	101
25.	Чернівецька	2	2	3	21	21	2	2	1
26.	Чернігівська	10	23	39	34	26	37	30	48
27.	м. Київ	91	76	55	62	52	42	61	75
28.	м. Севастополь	3	1	1	-	3	3	-	-

Таблиця 1.3 – Розподіл кількості випадків професійної захворюваності серед працюючих на підприємствах народного господарства України за 1990 – 1999 рр. (за областями)

Області	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
В цілому по Україні:	6198	7958	8488	10740	15428	10440	6231	3558	3745	2573
АР Крим	9	19	12	9	9	9	5	10	2	6
Вінницька	56	74	47	29	33	35	20	27	27	23
Волинська	36	213	128	196	203	341	228	67	102	71
Луганська	2537	3644	4642	5953	8418	2133	1269	354	329	249
Дніпропетровська	373	690	644	967	1427	3546	1968	808	628	450
Донецька	1406	1399	1331	1788	2559	2904	1421	1256	1649	1082
Житомирська	111	183	193	0	226	84	44	41	41	21
Закарпатська	54	78	35	41	33	22	10	7	2	0
Запорізька	82	94	91	93	82	74	121	60	74	67
Івано-Франківська	52	40	38	43	30	26	25	10	19	6
Київська	240	56	54	50	34	23	13	18	4	6
Кіровоградська	61	70	43	44	50	53	39	31	85	75
Львівська	431	628	567	828	1641	691	585	501	408	186

Продовження таблиці 1.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Миколаївська	22	55	13	17	23	24	22	20	29	19
Одеська	17	14	11	2	13	12	14	13	10	9
Полтавська	25	18	18	29	17	20	17	25	19	14
Ровенська	10	15	6	5	8	8	15	2	3	8
Сумська	19	20	21	16	19	14	33	18	49	72
Тернопільська	33	42	37	25	25	14	13	6	8	3
Харківська	165	152	168	217	207	156	117	70	55	94
Херсонська	33	49	36	49	87	78	85	55	41	20
Хмельницька	19	39	19	10	8	6	6	10	14	3
Черкаська	166	172	152	150	162	69	90	89	90	60
Чернігівська	28	52	44	40	22	27	16	11	13	4
Чернівецька	-	1	-	-	1	2	3	5	4	1
м. Київ	141	128	138	107	87	66	50	38	17	19
м. Севастополь	1	3	0	7	4	3	2	6	4	3
Дніпровська СЕС	30	7	-	-	-	-	-	-	16	-
Одеська ЧВЗ	35	3	-	25	-	-	-	-	-	-
СЕС цивільної авіації	6	-	-	-	-	-	-	-	3	2

Таблиця 1.4 – Розподіл кількості випадків професійної захворюваності серед працюючих на підприємствах народного господарства України за 2000 – 2004 рр. (за областями)

Області	2000		2001		2002		2003		2004	
	кільк. випад.	пит. вага	кільк. випад.	пит. вага	кільк. випад.	пит. вага	кільк. випад.	пит. вага	кільк. випад.	пит. вага
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Всього в Україні У т.ч.	2583	100,0	4034	100,0	7153	100,0	7232	100,0	6964	100,0
АР Крим	4	0,1	6	0,1	10	0,1	11	0,2	7	0,1
Вінницька	29	1,1	32	0,9	39	0,5	14	0,2	14	0,2
Волинська	54	2,1	95	2,3	138	1,9	71	1,0	138	2,0
Дніпропетровська	430	16,6	493	12,2	616	8,6	1140	15,8	1270	18,2
Донецька	998.	38,6	1774	44,0	3485	48,7	3038	42,0	2899	41,6
Житомирська	40	1,5	27	0,7	39	0,5	20	0,3	34	0,5
Закарпатська	1	0,03	2	0,05	7	0,1	2	0,0	1	0,01
Запорізька	66	2,5	56	1,4	74	1,0	41	0,6	46	0,7
Івано-Франківська	6	0,23	15	0,4	15	0,2	12	0,2	10	0,1
Київська	7	0,3	15	0,4	9	0,1	8	0,1	6	0,1
Кіровоградська	93	3,6	144	3,6	111	1,6	81	1,1	103	1,5
Львівська	152	5,8	403	10,0	836	11,7	528	7,3	578	8,3
Луганська	384	14,8	555	13,8	1259	17,6	1799	24,9	1425	20,5
Миколаївська	20	0,8	22	0,5	7	0,1	16	0,2	17	0,2
Одеська	5	0,2	13	0,3	16	0,2	13	0,2	45	0,2

Продовження таблиці 1.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Полтавська	16	0,6	8	0,2	6	0,1	12	0,2	3	0,04
Рівненська	5	0,2	6	0,1	7	0,1	5	0,1	5	0,07
Сумська	78	3,0	131	3,2	141	2,0	162	2,2	83	1,2
Тернопільська	5	0,2	3	0,1	8	0,1	14	0,2	59	0,8
Харківська	108	4,2	115	3,8	182	2,5	169	2,3	149	2,1
Херсонська	12	0,5	25	0,6	26	0,4	27	0,4	23	0,3
Хмельницька	3	0,1	9	0,2	-	0,0	3	0,0	7	0,1
Черкаська	36	1,4	57	1,4	78	1,1	24	0,3	41	0,6
Чернігівська	4	0,1	10	0,2	14	0,2	2	0,0	7	0,1
Чернівецька	1	0,03	2	0,05	3	0,05	3	0,04	2	0,03
м. Київ	23	0,9	14	0,3	27	0,4	12	0,2	21	0,3
м. Севастополь	3	0,1	2	0,05		—	5	0,06	1	0,01

За результатами проведеного аналізу показники професійної захворюваності тісно корелюють з умовами праці. За даними Держкомстату України (2005 р.), кожен третій із зайнятих на виробництві працює в умовах, що не відповідають санітарно-гігієнічним вимогам за багатьма параметрами.

За даними санепідслужби, лише близько 18 % підприємств України не припускаються серйозних порушень санітарних правил щодо умов праці. На половині підприємств періодично, а на 30 % – постійно реєструються підвищені параметри професійних шкідливостей.

При аналізі розподілу кількості хворих з професійною патологією за галузями народного господарства встановлені наступні закономірності.

В 1981 – 1986 рр. (табл. 1.6), так і в 1988 році переважна більшість таких хворих (78,3 %) працювала у вугільній промисловості (I місце), машинобудуванні та сільському господарстві (II місце), у чорній та кольоровій металургії (III місце). У 2004 році переважна більшість хворих (83,7 %) працювала у вугільній промисловості, але свої рангові місця зберігали також чорна та кольорова металургія (II місце) та машинобудування (III місце).

При цьому встановлено, що найбільші темпи зростання кількості хворих спостерігаються у вугільній промисловості (в 7,9 разів).

Дещо меншими вони є в металургії (в 2,2 рази) і залишаються стабільними у машинобудуванні. В інших галузях народного господарства спостерігається зниження кількості хворих з професійною патологією порівняно з 1988 р. (табл. 1.7).

При аналізі структури професійної патології за останні 30 років в Україні за нозологічними групами встановлено, що з 1981 – 1986 рр. (табл. 1.8) і в 1988 р. (табл. 1.9) переважали професійні захворювання органів дихання, викликані пилом (пневмоконіози та пиловий бронхіт – 46,2 %), хвороби нервової системи та органів чуття, викликані впливом фізичних факторів (вібраційна хвороба та нейросенсорна приглухуватість – 25,8 %), захворювання кістково-м'язової системи та периферичної нервової системи, викликані негативним впливом значного фізичного навантаження (12,3 %).

У 2004 р. в структурі професійної захворюваності населення спостерігається збільшення долі патології органів дихання (62,9 %). У сучасний період причинами формування професійної захворюваності у працюючих є до 200 шкідливих факторів, в т. ч. більше 20 видів пилу, а також такі фізичні фактори, як шум, вібрація, різні види випромінювання тощо. Їх співвідношення показує, що на вплив від усіх видів пилу припадає 58...67 % постраждалих, вібрації – 6...8 %, шуму – 4-6 %, хімічних речовин – 3...5%, тривалого статичного напруження – 5...6 %.

Аналіз чисельності робітників, які працюють в умовах, що не відповідають санітарно-гігієнічним вимогам в Україні, порівняно з країнами Європейського Союзу (1997, 2000 рр.), свідчить наступне.

Показники експозиції несприятливих факторів в нашій державі є на рівні кращих показників країн Євросоюзу або наближаються до них (табл. 1.10). В той самий час є потреба з'ясувати деякі позиції відносно факторів, які не співпадають з тими, які є в Переліку, що застосовується в Україні. Насамперед це стосується показників параметру мікроклімату, вдихання парів, роботи з шкідливими речовинами.

Порівняння даних з професійної захворюваності в Україні з аналогічними показниками у країнах Європейського Союзу (ЄС) за окремими видами професійної патології дає певне уявлення про стан, рівень організації охорони та гігієни праці. Але ці дані досить важко співставляти, оскільки є достатньо значні розбіжності у підходах до оцінки негативного впливу шкідливих виробничих факторів на працюючих в ЄС та Україні. Цей процес утруднює також різниця в класифікаціях галузей економічної діяльності, що прийняті в Україні і країнах ЄС.

Таблиця 1.5 – Розподіл кількості хворих з уперше в житті встановленою професійною патологією за областями України в 1988, 2000 та 2010 рр.

Області	1988			2000			2010		
	абс.	%	рангове місце	абс.	%	рангове місце	абс.	%	рангове місце
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
АР Крим	7	0,4	9	4	0,2	8	7	0,1	7
Вінницька	57	3,2	6	29	1,1	7	14	0,2	7
Волинська	23	1,3	8	54	2,1	6	138	2,0	6
Дніпропетровська	159	9,0	3	433	16,6	2	1270	18,2	3
Донецька	407	22,8	1	998	38,6	1	2899	41,6	1
Житомирська	63	3,6	6	40	1,5	7	34	0,5	7
Закарпатська	24	1,4	8	1	0,0	9	1	0,0	8
Запорізька	80	4,5	5	66	2,6	6	46	0,7	7
Івано-Франківська	31	1,8	8	6	0,2	8	10	0,1	7
Київська	46	2,6	7	7	0,3	8	6	0,1	7
Кіровоградська	34	1,9	8	93	3,6	5	103	1,5	6
Луганська	296	16,7	2	382	14,9	2	1425	21,5	2
Львівська	72	4,1	5	151	5,8	3	578	8,3	4
Миколаївська	12	0,7	9	20	0,8	8	17	0,2	7
Одеська	8	0,5	9	5	0,2	8	15	0,2	7
Полтавська	18	1,0	8	16	0,6	8	3	0,04	7

Продовження таблиці 1.5.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Рівненська	10	0,6	9	5	0,2	8	5	0,07	7
Сумська	20	1,1	8	78	3,0	5	83	1,2	5
Тернопільська	44	2,5	7	5	0,2	8	59	0,8	7
Харківська	66	3,7	6	108	4,3	4	149	2,1	5
Херсонська	27	1,5	8	12	0,5	8	23	0,4	7
Хмельницька	41	2,4	7	3	0,1	8	7	0,1	8
Черкаська	101	5,7	4	36	1,4	7	41	0,6	7
Чернігівська	1	0,1	9	4	0,2	8	7	0,1	8
Чернівецька	48	2,7	7	1	0,0	9	2	0,03	8
м. Київ	75	4,2	5	23	0,9	8	21	0,3	7
м. Севастополь	0	0,0	-	3	0,1	8	1	0,01	7
Всього в Україні	1770	100,0	-	2583	100,0	-	6964	100,0	7

Таблиця 1.6 – Розподіл кількості хворих з професійною патологією за основними галузями народного господарства України (1981 – 1986 рр.)

Галузь народного господарства		1981	1982	1983	1984	1985	1986
Вугільна	абс	1187	958	884	747	642	716
	%	50,2	46,8	42,5	39,0	39,3	42,9
Чорна металургія	абс	248	221	301	267	248	214
	%	10,5	10,8	14,5	14,0	15,2	12,8
Кольорова металургія	абс	19	12	22	22	10	16
	%	0,8	0,6	1,0	1,1	0,6	1,0
Хімічна	абс	91	66	39	39	51	39
	%	3,8	3,2	1,9	2,0	3,1	2,3
Машинобудування	абс	214	248	265	203	228	200
	%	9,0	12,1	12,8	10,6	13,9	12,0
Легка	абс	30	36	20	24	25	15
	%	1,3	1,8	1,0	1,3	1,5	0,9
Промбудматеріалів	абс	129	77	73	61	42	74
	%	5,4	3,8	3,7	3,2	2,6	4,4
Будівництво	абс	59	57	55	71	59	45
	%	2,5	2,8	2,6	3,7	3,6	2,7
Сільське господарство	абс	225	211	258	332	193	243
	%	9,5	10,3	12,5	17,4	11,8	14,5
Інші галузі	абс	165	160	155	147	138	107
	%	7,0	7,8	7,5	7,7	8,4	6,4
Загалом по Україні		2367	2046	2072	1913	1636	1669
		100	100	100	100	100	100

Таблиця 1.7 – Динаміка рівня професійної захворюваності за галузями господарської діяльності за 1998, 2010 рр.

Галузі народного господарства	1998 р.			2010 р.			ПН (%)
	абс.	%	рангове місце	абс.	%	рангове місце	
Вугільна	680	38,5	1	5664	81,3	1	789,7
Металургія	140	7,9	3	560	8,0	2	215,7
Машинобудування	289	16,4	2	250	3,6	3	10,4
Хімічна	59	3,3	4	13	0,2	4	-72,9
Легка	41	2,3	5	30	0,4	4	-26,8
Промбудматеріалів	66	3,7	4	41	0,6	4	-84,8
Будівництво	46	2,6	5	13	0,2	4	-63,0
Сільське господарство	275	15,5	2	60	0,9	4	-87,6
Інші галузі	174	9,8	-	333	4,7	-	80,5
ВСЬОГО в Україні	1770	100,0	-	6964	100,0	-	308,6

Провідне місце в структурі професійних захворювань Росії займають хвороби органів дихання, вібраційна хвороба, захворювання кістково-м'язової системи та периферичної нервової системи, нейросенсорна приглухуватість. Нижче наведені результати аналізу професійної захворюваності в Росії (рис. 1.5). (Дані Управління федеральної служби по нагляду в сфері захисту прав споживачів і благополуччя Російської Федерації, 2010 р.). У цілому в Україні в 2004 р. професійні захворювання виявлено в 51 % випадків під час періодичних медичних оглядів і в 49 % – при зверненні по медичну допомогу до лікувально-профілактичних закладів, що свідчить про низьку якість проведення медичних оглядів.

Таблиця 1.8 – Розподіл профзахворювань та професійних отруєнь за основними діагнозами в Україні за період 1981 – 1986 рр.

Форма патології	1981		1982		1983		1984		1985		1986	
	абс	%	абс	%	абс	%	абс	%	абс	%	абс	%
Пневмоконіоз	692	29,2	502	24,6	488	23,6	472	24,7	392	24,0	507	30,4
Хронічний бронхіт	298	12,6	365	17,8	351	16,9	336	17,6	278	17,0	336	20,1
Вібраційна хвороба	320	13,5	287	14,0	386	18,7	346	18,1	345	21,1	276	16,5
Кохлеарні неврити	132	5,6	138	6,8	216	10,4	133	6,9	177	10,8	100	6,0
Бурсити	316	13,3	290	14,2	211	10,2	135	7,1	120	7,3	92	5,5
Гострі профотруєння	130	5,5	97	4,7	90	4,3	152	7,9	57	3,5	70	4,2
Хронічні профотруєння	126	5,3	39	1,9	47	2,3	38	2,0	18	1,1	21	1,3
Профдерматози	70	3,0	49	2,4	46	2,2	37	1,9	33	2,0	32	1,9
Інші форми патології	283	12,0	279	13,6	237	11,4	264	13,9	216	13,2	235	14,1
По Україні:	2367	100	2046	100	2072	100	1913	100	1636	100	1669	100

Таблиця 1.9 – Розподіл профзахворювань та професійних отруень за основними діагнозами в Україні в 1988 та 2004 рр.

Нозологічні форми	1988		2004		Показник наочності (%)
	абс.	%	абс.	%	
Пневмокніоз	546	30,8	2071	29,7	337,9
Хронічний пиловий бронхіт	272	15,4	2160	31,0	691,2
Вібраційна хвороба	335	18,9	600	8,6	84,8
Нейросенсорна приглухуватість	123	6,9	268	3,8	98,4
Захворювання кістково-м'язової системи і периферійної нервової системи	217	12,3	1531	22	579,3
Захворювання хімічного генезу (гострі та хронічні професійні отруєння)	96	5,4	122	1,8	2,1
Професійні дерматози	47	2,7	2	0,02	-76,6
Всі інші форми професійної патології	134	7,6	210	3,1	81,3
По Україні:	1770	100,0	6964	100,0	-

Таблиця 1.10 – Дані експозиції шкідливих факторів виробничого середовища в країнах Європейського Союзу (Second European Working Survey) і Україні (%)

Шкідливі фактори	Країни	Питома вага (%) працюючих в умовах впливу шкідливих факторів виробництва	Україна
Шум високого рівня	Фінляндія	39	17,8
	Кращий показник в ЄС: Італія	21	
	Гірший показник в ЄС: Фінляндія	39	
Вібрація	Фінляндія	26	3,6
	Кращий показник в ЄС: Нідерланди	13	
	Гірший показник в ЄС: Греція	37	
Високі температури	Фінляндія	20	14,0
	Кращий показник в ЄС: Швеція	14	
	Гірший показник в ЄС: Греція	40	
Низькі температури	Фінляндія	19	14,0
	Кращий показник в ЄС: Східна Німеччина	17	
	Гірший показник в ЄС: Греція, Фінляндія	44	
Вдихання парів	Фінляндія	34	17,9
	Кращий показник в ЄС: Данія	15	
	Гірший показник в ЄС: Греція	47	
Робота з токсичними речовинами	Фінляндія	18	12,9
	Кращий показник в ЄС: Східна Німеччина	10	
	Гірший показник в ЄС: Греція	32	

При цьому тільки в 9,2 % випадків захворювання були без втрати працездатності, в 90,7 % випадків діагноз було встановлено на тій стадії, коли вже відбулася втрата працездатності, а у 8 випадках (0,1 %) – по смертно. Викладене вище дає змогу зробити висновок, за останні роки в Україні відбулись негативні зміни в стані загальної професійної захворюваності працюючих.

Цей висновок формулюється виходячи з наступних фактів:

- сформувалися регіони зі стійким високим рівнем професійної захворюваності в Донецькій, Дніпропетровській та Луганській областях, продовжують формуватися високі рівні захворюваності в Сумській, Львівській та Харківській областях;
- основними галузями народного господарства, що формують професійну захворюваність населення України, лишаються вугільна, металургійна та машинобудівна промисловості;
- у структурі професійної захворюваності продовжують домінувати наступні форми патології: пневмоконіоз, вібраційна хвороба, хронічний бронхіт, нейросенсорна приглухуватість;
- відбувається зниження якості медико-санітарного забезпечення, в т. ч. медичних оглядів працюючих, тому домінує пізня діагностика професійної патології, коли у постраждалих розвивається стійка втрата працездатності.

Аналізуючи дані, що характеризують загальну характеристику професійної захворюваності в Україні, слід визнати, що умови праці на підприємствах провідних галузей промисловості України в значній кількості випадків не відповідають встановленим вимогам. Це стосується переважної більшості робочих місць. На додаток, вплив таких негативних факторів виробничого середовища як пил, вібрація, шум підсилюється фізичними перевантаженнями, часто виконується

за несприятливих метеорологічних умов, а в деяких випадках супроводжується психоемоційним навантаженням.

Такі умови праці зумовлюють перенапруження в роботі основних систем життєдіяльності організму працюючих, що викликає порушення його життєво важливих функцій, знижує опір до дії професійних і загальних факторів ризику [35].



При цьому, в організмі робітників розвиваються як компенсаторно-приспосувальні, так і патологічні реакції. Нерідко це призводить до розвитку патології серцево-судинної і нервової систем, шлунково-кишкового тракту, опорно-рухового апарату та ін. Як правило, інтенсивні й екстенсивні показники загальної захворюваності працюючих у шкідливих і небезпечних умовах праці вищі на 15 – 20 %. Доведено, що від 20 до 40 % працевтрат прямо чи побічно пов'язані з умовами праці. Несприятливі, часто важкі умови праці, нестабільність, яку відчуває кожен найманий робітник, напруженість у суспільстві ускладнюють перебіг загальних захворювань. Особливе занепокоєння викликає зростання захворюваності і

смертності людей у працездатному віці, кількості випадків раптової смерті на робочих місцях.

Серед причин погіршення показників здоров'я працюючих у шкідливих і небезпечних умовах поряд з використанням застарілого устаткування, недосконалістю технологічних процесів, недостатнім використанням засобів індивідуального захисту, дається взнаки згортання цехової медичної служби, що була на протязі тривалого часу основною ланкою реалізації профілактичного напрямку медицини на підприємствах.

У зв'язку з різким скороченням, а в ряді випадків і припинення діяльності цехової служби, відбулося скорочення лікарських посад і середнього медичного персоналу, втрачено спеціальні знання і професійні навички. Дільничний або сімейний лікар, в обов'язки якого входить медичне обслуговування і працюючої категорії населення, як правило, не має відповідної підготовки з питань медицини праці.

Все це вимагає визнати, що пріоритетними напрямками у вирішенні завдання зниження рівня професійної захворюваності в Україні є: вдосконалення технологічних процесів, виробничого устаткування; контроль за санітарно-гігієнічними параметрами робочого місця та своєчасне прийняття необхідних заходів з охорони праці; доведення до належного рівня медичного обслуговування працюючих у шкідливих і небезпечних умовах праці.

1.2 Причини виникнення вібраційної хвороби.

Професійні захворювання, що виникають внаслідок впливу виробничої вібрації

Проблема професійних захворювань, спричинених систематичною дією вібрації, лишається однією з самих гострих як в охороні праці, так і в сучасній медицині праці, незважаючи

на велику кількість накопиченого наукового матеріалу і нормативно-правових актів, що регламентують дію цього негативного виробничого чинника. На протязі значного відрізка часу вібраційна хвороба стабільно посідає провідне місце за кількістю випадків серед професійних захворювань не тільки в Україні, а і в країнах ближнього і дальнього зарубіжжя. Про актуальність цієї проблеми в світовому масштабі свідчать дані ВООЗ щодо медико-соціальних та економічних збитків, що формуються в результаті дії професійних факторів. Удосконалюються методи оцінки ризику виникнення професійних захворювань при дії вібрації.

У сучасному виробництві як у промисловості, так і в будівництві та сільському господарстві, продовжується використання технологій, машин, механізмів, інструментів, що генерують підвищені рівні вібрації. Насамперед, це різні двигуни, що встановлені на транспортних засобах, тракторах і комбайнах, будівельна техніка, шахтні механізми (відбійні молотки, різного виду перфоратори тощо), відрубні, клепальні та інші види молотків у машинобудуванні.

Слід зазначити також, що інтенсифікацію збільшення рівня цього виду професійної захворюваності викликає й постійне збільшення кількості транспортних засобів (рис. 1.6) [35].

У робітників, які працюють з машинами, механізмами, подібним обладнанням, може виникнути вібраційна хвороба.

Аналіз поширеності вібраційної хвороби серед працюючих в народному господарстві свідчить, що з 1980 р. по 1990 р. вона достовірно зростала (на 53,9 %) ($p < 0,001$), а з 1990 р. по 2004 р. – в середньому, залишається приблизно на одному досить високому рівні (рис. 1.7).

Галузева динаміка розподілу постраждалих від вібраційної хвороби свідчить, що вона частіше реєструється серед працюючих у вугільній

промисловості (36,0 – 61,6 %; 2,0 – 3,3 випадки на 10 тисяч працюючих), машинобудуванні (15,0 – 16,0 %) при значно нижчому рівні в інших галузях промисловості (табл. 1.11).

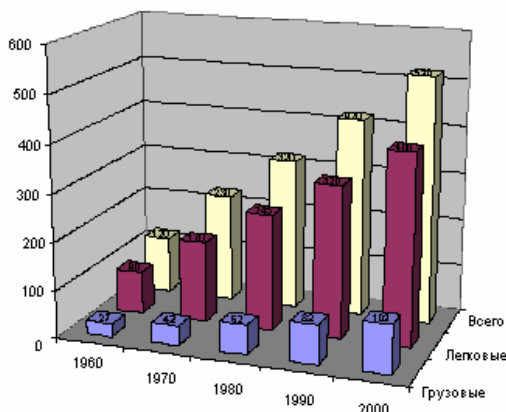


Рис. 1.6 – Динаміка зміни автомобільного парку в світі за період 1960 по 2000 рр.

Вібраційна хвороба в структурі загального рівня професійної захворюваності займає від 9,0 до 13,8 %.

Розвиток вібраційної патології у працюючих пов'язаний переважно з використанням різного роду ручних віброінструментів (відбійні молотки, електросвердла, перфоратори і т. ін.) і меншою мірою – промислового технологічного обладнання (верстати, молоти, преси, млини, дробарки та інші стаціонарні машини і механізми), а також сільськогосподарської (трактори) і транспортної техніки, які генерують вібрацію.

Вібраційна хвороба реєструється, в основному, у чоловіків (більше 95 %). Це пояснюється охороною праці жінок на законодавчому рівні, обмеженням і заборобою використання праці жінок у шкідливих та небезпечних умовах праці.

Аналіз опублікованих даних свідчить, що середній строк розвитку вібраційної хвороби становив у 80-ті роки 17,7 років при середньому віці захворілих 45,2 роки, у 90-ті роки – середній вік розвитку вібраційної хвороби збільшився до 46,5 - 47,2 років, а стаж становив 17,7 років.

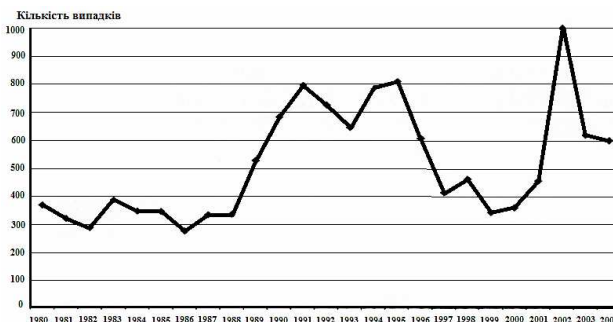


Рис. 1.7 – Динаміка рівня захворюваності працюючих на вібраційну хворобу за період 1980 – 2004 рр. (за більш пізній період дані відсутні)

Найбільш тривалий період формування вібраційної хвороби, більший середній вік працюючих і, як наслідок, менша небезпека розвитку цієї хвороби зафіксовані в промисловості будматеріалів (24,0 і 54,5 років) і сільському господарстві (23,7 і 50,0 років). Найбільш несприятливі терміни зафіксовані в машинобудуванні, в т.ч. у обрубників (9,6 і 41,6 років).

Привертає увагу той факт, що в машинобудівній промисловості, в т. ч. у обрубників, вібраційна хвороба розвивається швидше, ніж навіть у робітників вугільних і залізрудних шахт, що свідчить про значну небезпеку вібраційного фактора не тільки для осіб «підземних» професій, а й в умовах «наземних» видів робіт.

Аналіз причин розвитку вібраційної хвороби показав, що на фоні недосконалості технологічних процесів і обладнання значна питома вага належить «другорядним» причинам.

Так, до чинників, що свідчать про недостатність профілактичних заходів, у 50 – 60 % випадків відноситься відсутність або невикористання колективних заходів чи засобів з віброзахисту, у 35 – 38 % – засобів індивідуального захисту. Серед організаційних причин 12 – 14 % припадає на недостатній контроль за визначеною періодичністю, якістю налагодження і ремонту двигунів внутрішнього згорання і обладнання, інструментів, що генерують підвищені рівні вібрації, 25 – 27 % – відсутність забезпечення необхідними засобами індивідуального захисту.

Розвитку цієї форми патології сприяють недостатній рівень медичного обслуговування працюючих, відсутність оздоровчих і лікувально-профілактичних заходів (65 – 75 %).

З наведеного видно, що, в складі причин і обставин виникнення вібраційної патології мають місце і такі, усунення яких перебуває в площині організаційно-технічних і медичних заходів і не потребує значних матеріальних затрат.

В Україні було б раціональним залучення міжнародного досвіду щодо захисту професійного здоров'я на законодавчому рівні, як це зроблено Європейським Парламентом для країн Євросоюзу, коли було прийнято директиви, що включали значення мінімальних експозицій вібрації відносно забезпечення здоров'я і безпеки робітників (Directive 2002/44/EC).

Таблиця 1.11 – Розподіл випадків вібраційної хвороби серед працюючих в Україні за галузями народного господарства (за період 1980 – 2004 рр.)

Роки Галузі	1980		1984		1991		1995		1993		1998		2000		2003		2004	
	абс.	%	абс.	%	абс.	%	абс.	%	абс.	%	абс.	%	абс.	%	абс.	%	абс.	%
Вугільна промисловість	192	52,3	157	40,6	286	36,0	530	65,5	300	46,4	265	59,1	222	61,8	487	78,7	460	76,6
Металургійна	39	10,6	47	12,2	91	11,5	165	20,4	89	13,8	80	17,4	67	18,7	67	10,8	63	10,5
Машинобудівна	51	15,1	68	17,6	89	11,2	59	7,3	104	16,1	58	10,4	30	8,4	33	5,3	28	4,7
Промбудматеріалів	7	1,9	17	4,4	15	1,9	-	-	13	2,0	-	-	4	1,1	1	0,2	1	0,2
Хімічна	-	-	-	-	6	0,7	6	0,7	2	0,3	20	0,4	1	0,3	-	-	-	-
Легка	-	-	-	-	-	-	-	-	2	0,3	-	-	-	-	-	-	-	-
Сільське господарство	36	4,5	62	16,5	186	23,4	25	3,1	109	16,9	26	5,6	5	1,3	6	1,0	31	5,2
Будівництво	18	4,9	16	3,8	16	2,0	9	1,1	14	2,2	1	0,2	1	0,3	1	0,2	2	0,3
Інші	25	6,8	19	4,9	106	13,3	15	1,9	13	2,0	32	6,9	29	8,1	24	3,8	15	2,5
Всього в Україні	368	100	386	100	795	100	809	100	646	100	462	100	359	100	619	100	600	100
Питома вага вібраційної хвороби в структурі профзахворюваності в Україні	18,1%		19,0%		10,0%		9,0%		6,0%		12,3%		13,8%		8,7%		8,6%	

У цих директивах викладений перелік обов'язків роботодавця в частині визначення і оцінки ризику, заходів, спрямованих на виключення або зниження експозиції вібрації, інформування робітників про можливі наслідки роботи в шкідливих умовах, а також консультації, положення про залучення робітників до активної участі в розробці заходів з забезпечення безпеки і нешкідливості праці.

Державам – членам ЄС надавався перехідний період (до 8 років) для включення положень цих директив до національних Законів і Правил з охорони праці. При цьому, за членами ЄС залишається можливість прийняття більш суворих вимог щодо ефективного захисту працівників, наприклад, встановлення менших граничних величин вібрації (Directive 2002/44/EC). У директивах вказані величини добової експозиції вібрації – граничні та такі, що вимагають відповідних заходів захисту (табл. 1.12) з метою профілактики несприятливої дії цього виробничого чинника.

При певній відповідності приведених нормативів ISO вітчизняним, звернемо увагу на очевидну різницю в термінології та методичних підходах до оцінки ризику, що потрібно враховувати при подальшій гармонізації вітчизняної нормативної бази із стандартами ЄС.

Використання досвіду та останніх наукових розробок, впровадження положень Директив ЄС, стандартів ISO, конвенцій МОП можуть бути основою для розробки нових вітчизняних стандартів з ефективного керування професійними ризиками серед працюючих в умовах постійного впливу вібрації [39, 49].

Таблиця 1.12 – Величини рівнів добової експозиції вібрації (граничні і такі, що вимагають впровадження відповідних заходів) згідно з Європейськими директивами 2002/44/ЕС

Норматив- ний документ	Фактор	Фізичний параметр, що є показником ризику	Величина експозиції	Запропоновані заходи щодо захисту працюючих при перевищенні встановлених величин
Директива 2003/10/ЕС	Вібрація загальна	Гранична величина добової експозиції за 8 год. період	1,15 м/с ²	Роботодавець негайно впроваджує заходи щодо зменшення вібраційної експозиції нижче граничної величини; удосконалення захисту та профілактичних заходів
		Значення добової експозиції за 8 год. період, що вимагає заходів	0,5 м/с ²	Роботодавець впроваджує заходи щодо зменшення вібраційного навантаження до мінімально можливого
	Вібрація локальна	Гранична величина добової експозиції за 8 год. період	5 м/с ²	Роботодавець негайно впроваджує заходи щодо зменшення вібраційної експозиції нижче граничної величини; удосконалення захисту та профілактичних заходів
		Значення добової експозиції за 8 год. період, що вимагає заходів	2,5 м/с ²	Роботодавець впроваджує заходи щодо зменшення вібраційного навантаження до мінімально можливого

1.3 Вплив виробничої вібрації на агрегати, вузли, механічні системи транспортних засобів

Використання транспортних засобів, форсованих за потужностями, навантаженнями й іншими робочими характеристиками, а також не своєчасне виявлення дефектів, неминуче призводить до збільшення інтенсивності та розширення спектра вібраційних і віброакустичних полів. Наприклад, з наведених розрахункових і експериментальних залежностей (рис. 1.8), випливає, що у двигунах внутрішнього згорання (ДВЗ) зі збільшенням зазорів у сполученнях «поршень – гільза», від початкових до граничних, на робочих режимах енергія вібрації в активній смузі частот підвищується більше ніж в 5 разів, а на режимах прокручування двигуна – приблизно в 2,5 рази.

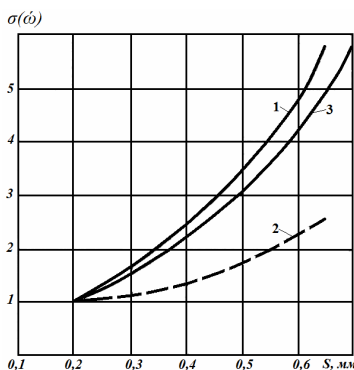


Рис. 1.8 – Залежність енергії вібрації ДВЗ від зазору в спряженні «поршень – гільза»:
1 – експериментальна крива при роботі двигуна на одному циліндрі; 2 – експериментальна крива для режиму прокручування; 3 – розрахункова крива, побудована для робочого режиму

Вібрація порушує заплановані конструктором закони руху машин, механізмів і систем керування, спричиняє нестійкість процесів і може викликати відмови у їх роботі та повне розладжування всієї системи. Знакозмінні напруження, викликані вібраційними впливами, призводять до появи та накопичення мікропошкоджень у матеріалі, що викликає появу утомних тріщин і руйнування деталей та вузлів.

Крім утомних руйнувань у механічних системах спостерігаються й інші явища, викликувані вібраційними впливами. Наприклад, ці впливи приводять до поступового ослаблення нерухомих з'єднань. Це відбувається з наступних причин. Вібраційні впливи спричиняють малі відносні зсуви сполучених поверхонь у з'єднаннях деталей машин, при цьому відбувається зміна структури поверхневих шарів спряжних деталей, їх зношування і, як результат, зменшення сили тертя в з'єднанні. Цей процес викликає зміну дисипативних властивостей об'єкта, зміщає його власні частоти та викликає нагрівання таких вузлів.

У рухомих (кінематичних) з'єднаннях із зазорами, вібраційні впливи можуть викликати співударяння спряжних поверхонь, що приводить до їхнього руйнування. Так само можливе руйнування об'єкта при вібраційних впливах, пов'язане з виникненням резонансних явищ. У складних об'єктах, що мають широкий спектр власних частот, можливе одночасне збудження декількох резонансних режимів.

1.4 Вплив виробничої вібрації на організм працюючих

Вібрація, що виникає при роботі транспортних засобів, впливає не тільки на його технічний стан, але і на людей, що знаходяться поблизу джерела вібрації або перебувають у безпосередньому контакті з ним. Наприклад, це водії

(людина – оператор), пасажери. Способи передачі вібрації тілу людину від механічного транспортного засобу представлено в табл. 1.13 [41, 72].

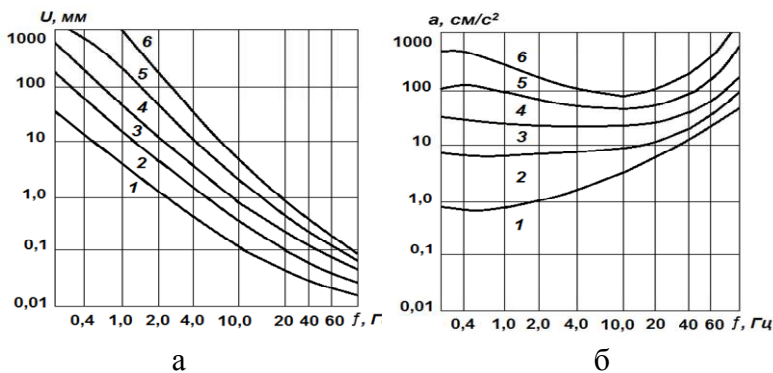


Рис. 1.9 – Области сприйняття вібрації:

а – залежно від вібропереміщення і

частоти; б – залежно від віброприскорення і частоти; 1 – не відчутна;

2 – слабо відчутна; 3 – добре відчутна; 4 – сильно відчутна;

5 – неприємна при тривалому впливі; б – неприємна при короткочасному впливі

Ступінь негативного впливу вібрації на організм людини залежить від її спектрального складу, напрямку, місця прикладення, тривалості впливу, а також від індивідуальних особливостей людини [47].

Оцінка суб'єктивних відчуттів, викликаних дією вібрації, представлена на рис. 1.9 у вигляді областей рівного сприйняття. Кожній області рівного сприйняття вібрації відповідають різні рівні неприємних відчуттів людини.

Тривалий вплив вібрації порушує нормальний фізіологічний і психічний стан людини, безпосередньо впливає на продуктивність праці, якість виконуваної роботи і через 3...5 років може привести до виникнення вібраційної хвороби.

Вібраційна хвороба – це професійне захворювання, яке виникає внаслідок дії виробничої вібрації. Значну роль у її розвитку відіграють також супутні професійні фактори: шум, знижена температура повітря робочої зони, значне статичне напруження м'язів плеча та плечового пояса, змушене положення тіла. Ці фактори можуть сприяти більш швидкому розвитку патологічного процесу.

Вібраційна хвороба належить до досить розповсюджених і важких за клінічними проявами форм професійної патології. Вважається, що вібраційна хвороба займає провідне місце серед професійних захворювань і найчастіше трапляється в робітників машинобудівної, металургійної, будівельної, авіа– і суднобудівної, гірничодобувної промисловості, зайнятих у сільському господарстві, на транспорті. Для водіїв транспортних засобів, трактористів, бульдозеристів, машиністів екскаваторів, що зазнають впливу низькочастотної і поштовхоподібної вібрацій, характерні зміни в попереково-крижовому відділі хребта.

Таблиця 1.13 – Способи передачі вібрації тілу людини механічним транспортним засобом

Об'єкт вібрації	Схема передачі вібрації
пасажир	
водій (людина-оператор)	

Робітники часто скаржаться на болі в попереку, кінцівках, в області шлунка, на відсутність апетиту, безсоння, дратівливість, швидко стомлюваність. У цілому картина впливу загальної низько- й середньочастотної вібрації виражається загальними вегетативними розладами з периферичними порушеннями, переважно в кінцівках, зниженням судинного тону, а також температурної і больової чутливості. Детальна класифікація шкідливого впливу вібрації, симптомів, викликаних нею функціональних і фізіологічних порушень, приведені на рис. 1.10.

Виділяють 4 стадії розвитку вібраційної хвороби:

I – малосимптомна, початкова. Переважають скарги на незначні болі й парестезії в руках з легкими розладами чутливості;

II – стадія помірковано виражених змін у центральній нервовій системі;

III – стадія виражених вазомоторних і трофічних змін, помітні зрушення в центральній нервовій системі;

IV – стадія генералізованих порушень, різко виражених симптомів.

Лікування вібраційної хвороби ґрунтується на комплексному підході з використанням судинорозширювальних, що поліпшують мікроциркуляцію, вітамінних препаратів, масажу, інших фізіопроцедур, особливо гідротерапії. Показане санаторно-курортне лікування в області теплого клімату.

Профілактика шкідливого впливу вібрації на організм містить у собі заходи організаційно-технічного, гігієнічного і лікувально-профілактичного характеру. Організаційно-технічні заходи полягають у створенні машин і механізмів з безпечними вібраційними характеристиками. Допустимі для людини вібраційні впливи регламентуються санітарними нормами і правилами, якими необхідно керуватися при організації робіт в

умовах підвищеного рівня вібрації. Ці норми підрозділяють за ознаками особливостей робочої пози і залежно від способу передачі вібрації тілу людини.

Гігієнічні і лікувально-профілактичні заходи включають впровадження фізіологічних раціональних режимів роботи з віброінструментом і організації праці, проведення попередніх і періодичних медичних оглядів осіб, що зазнають вібронавантаження більшою мірою. Їм необхідно рекомендувати індивідуальні комплекси спеціальної гімнастики, самомасаж наприкінці робочого дня (зміни), водні процедури. Бажана вітамінізація їжі. Необхідно пропагувати й впроваджувати індивідуальні засоби захисту від вібрації.

До факторів виробничого середовища, що збільшують шкідливий вплив вібрацій на організм, належать надмірні м'язові навантаження, несприятливі мікрокліматичні умови, особливо знижена температура, шум високої інтенсивності, психоемоційний стрес. Охолодження і змочування рук значно підвищують ризик розвитку вібраційної хвороби за рахунок посилення судинних реакцій. При спільній дії шуму і вібрації спостерігається взаємне посилення ефекту в результаті його сумачії.

Біологічний ефект впливу вібрації на організм значною мірою визначається її фізичними характеристиками. Основними величинами, що характеризують вібрацію, є амплітуда і частота коливань. Похідною амплітуди і частоти є віброшвидкість. Віброшвидкість – адекватніше всього відображає ступінь впливу вібрації на організм, який залежить від кількості поглиненої коливальної енергії. Похідною віброшвидкості в часі є віброприскорення. Між амплітудою, частотою коливань, віброшвидкістю і віброприскоренням існує пряма залежність.

Основні відносні параметрами вібрації [72]:

- логарифмічний рівень віброшвидкості, який визначається за формулою:

$$L_V = 10L \frac{V^2}{V_0^2} = 20V \frac{V}{V_0}, \quad (1.1)$$

де: V – віброшвидкість (м/с), $V = 2\pi \cdot f \cdot a$; f , a – відповідно частота й амплітуда вібрації; $V_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ м/с – граничне (порогове) значення віброшвидкості.

- логарифмічний рівень віброприскорення:

$$L_W = 10L \frac{W^2}{W_0^2} = 20W \frac{W}{W_0}, \quad (1.2)$$

де W – віброприскорення (м/с²).

В ідеальному виді коливальні рухи, викликані вібрацією, відбуваються з правильною періодичністю. На відхилення від стійкого положення в ту або іншу сторону, тобто на кожне з коливальних рухів, у цьому випадку витрачається однаковий час. На практиці рідко можна спостерігати прості вібраційні гармонійні коливання. Звичайно виробнича вібрація має складний спектр аперіодичних коливань із широким діапазоном частот, оскільки амплітуда цих коливань змінюється в часі довільно.

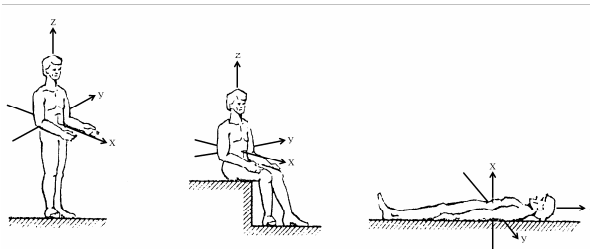


Рис. 1.11 – Система координатних осей для опису вимушених коливань тіла людини

З тілом людини зв'язується рухома система координатних осей XYZ (рис. 1.11), орієнтацію яких вибирають залежно від пози людини.

Вібрація точок тіла описується відносно деякої нерухомої координатної системи, пов'язаної з землею, осі якої паралельні осям XYZ .

На додаток до загального шкідливого впливу вібрації на організм людини вона проявляється і у вигляді резонансних явищ відносно окремих частин організму.

Це пов'язане з тим, що тіло людини розглядається як в'язкопружна механічна система, що володіє власними частотами і досить вираженими резонансними властивостями. Резонансні частоти окремих частин тіла людини показані на рис. 1.12. Співпадіння частоти зовнішнього збурювання (вібрації) з власними резонансними частотами частин тіла людини значно посилює негативний ефект впливу вібрації на людину.

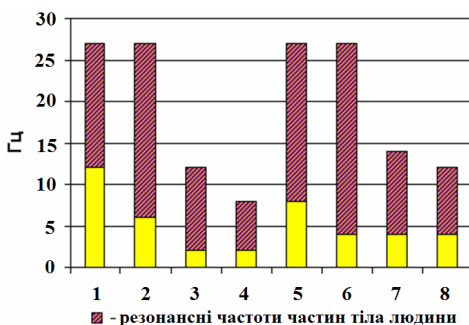


Рис. 1.12 – Резонансні частоти частин тіла людини:
 1 – очей; 2 – горла; 3 – грудної клітини; 4 – ніг, рук;
 5 – голови; 6 – обличчя і щелепи;
 7 – поперекової частини хребта;
 8 – живота

Це викликане збільшенням амплітуди зсуву, викликуваного резонансними явищами. Так, наприклад, при певних рівнях вібрації в діапазоні частот 4 – 10 Гц людина може зазнавати болючі відчуття і дискомфорт внаслідок резонансних коливань системи «груди - живіт». Резонанси голови (8 – 27 Гц) викликають зниження гостроти зору внаслідок зсувів зображення об'єкта відносно сітківки очей.

Чисельні значення і характер частотних характеристик частин тіла людини суттєво залежать від вибору місця прикладення вібрації, що змушує, і точки, в якій вимірюються параметри вимушених коливань тіла людини. Так, зміна робочої пози або активності різних груп м'язів, а також зміна взаємодії з опорними поверхнями або додатковими зовнішніми системами можуть значно вплинути на динамічні властивості тіла людини (водія) [41].

Найпоширенішою професією серед осіб, що отримали хронічне професійне захворювання, є водії транспортних засобів.

Висновки

Зменшення шкідливого впливу вібрації на організм людини може бути досягнуте наступними основними шляхами:

1. Технічні заходи:

- зменшення вібрації в джерелі її утворення, що може бути досягнуте зміною кінематичної схеми або робочого циклу, зрівноважуванням мас, зміною мас і твердостей, зменшення технологічних допусків на виготовлення і складання, застосуванням матеріалів з більшим внутрішнім тертям; зменшення вібрації по шляху її поширення, що може бути досягнуте засобами віброізоляції й вібропоглинання: застосуванням пружинних і гумових амортизаторів, прокладок, облицюванням рукояток і інших місць контакту вібропоглинальними матеріалами, пристроєм віброізоляції них втулок;

- боротьба з супутніми несприятливими факторами виробничого середовища.

2. Режим праці й відпочинку.

Фізіологічно раціональним слід уважати чергування робітників на операціях, пов'язаних із впливом вібрації, і без неї. Організація комплексних бригад із взаємозамінністю професій, перерви в роботі, що сприяють скороченню часу контакту з вібрацією, є шляхом профілактики вібраційної хвороби.

Таким чином, основним потужним джерелом вібрації є двигуни внутрішнього згорання, застосовувані на сучасних автотранспортних засобах. Вони являють собою складну механічну систему, яка характеризується комплексом специфічних вібраційних і акустичних характеристик. Робочі процеси, що протікають у механізмах і системах двигуна внутрішнього згорання, є потужними джерелами вібрації. Своєчасне прогнозування, виявлення і усунення дефектів двигунів внутрішнього згорання дозволяє розв'язати завдання зниження рівня впливу вібрації на водіїв, механічні системи автотранспортних засобів і навколишнє середовище.

Розділ 2.

ФІЗИЧНІ ОСНОВИ НЕРУЙНІВНИХ МЕТОДІВ КОНТРОЛЮ Й ДІАГНОСТИКИ, ЩО БАЗУЮТЬСЯ НА ВИМІРЮВАННІ ХАРАКТЕРИСТИК ПРУЖНИХ КОЛИВАНЬ

2.1. Типи пружних коливань

Пружні коливання – це коливання матеріальних часток твердого тіла, що виникають під дією механічного збудження і поширюються в пружному середовищі.

В області діагностики стану механічних систем, їх вузлів, що проводиться на основі неруйнівних методів, неруйнівного контролю якості матеріалів, використовують широкий діапазон частот (f) і інтенсивностей (I) таких коливань. Це пов'язано з широким спектром завдань, що ставляться перед діагностикою, значними відмінностями в структурі, будові досліджуваних матеріалів, розмірами об'єктів контролю і власне самою постановкою задачі вимірювального процесу. У зв'язку з цим застосовуваний частотний діапазон пружних коливань розташовується від частот $f = 1,0 \dots 20$ кГц до гіперзвукових, з частотою $f > 10^9$ Гц. В розглядуваному прикладному секторі (діагностика і контроль стану вузлів механічних систем, двигунів внутрішнього згорання, структури металів) використовують, в основному частоти ультразвукового діапазону [4, 6, 15, 25, 65, 70, 72].

Методи діагностики на основі неруйнівних методів, неруйнівного контролю якості матеріалів, за своєю природою поділяються на пасивні, в яких для дослідження використовують пружні коливання, що генеруються в процесі роботи механічних систем, їх блоків і вузлів, і активні, в яких пружні коливання вводяться в об'єкт дослідження від

спеціального генератора за допомогою електро-механічних перетворювачів прямої і зворотної дії.

Оскільки задачами діагностики, неруйнівного контролю є визначення фізико-механічних характеристик, виявлення структурних неоднорідностей матеріалів, то для їхнього вирішення застосовують пружні коливання невисокої інтенсивності $I < 1 \text{ Вт/см}^2$.

Технологія досліджень фізико-механічних властивостей, структури матеріалів неруйнівними методами з використанням пружних коливань полягає в наступному. При використанні активних методів діагностики, контролю сформовані генератором електричні коливання з необхідними параметрами подаються на спеціалізований електромеханічний перетворювач. Такий перетворювач забезпечує одержання пружних коливань, що вводяться в матеріал об'єкта контролю безпосередньо чи через шар контактної речовини. Пружні коливання, що розповсюджуються в матеріалі, приймаються за допомогою аналогічного перетворювача для одержання електричного інформаційного сигналу (рис. 2.1). Вимірюванню підлягають час, швидкість поширення пружної хвилі, її амплітудно-частотні, спектральні характеристики [32, 51 – 64, 79 – 81].

При застосуванні пасивних методів діагностики, контролю інформаційним сигналом слугують пружні коливання, що виникають в матеріалі досліджуваного об'єкту в результаті роботи (процесів, що супроводжуються тертям, співударанням окремих деталей, згоранням бензино-повітряної суміші під тиском і т. п.) (рис. 2.2). Для діагностики вимірюються параметри інформаційного сигналу, що перераховані вище [2, 4].

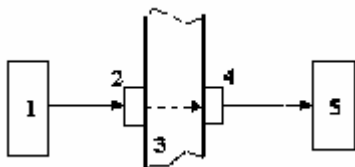


Рис. 2.1 – Структурна схема діагностики, дослідження фізико-механічних властивостей матеріалу активними неруйнівними методами на основі пружних коливань:

- 1 – генератор коливань,
- 2 – випромінюючий перетворювач,
- 3 – об'єкт контролю,
- 4 – приймальний перетворювач,
- 5 – реєстратор характеристик інформаційного сигналу

Процес поширення пружних коливань у твердому тілі або в іншому середовищі – рідкому чи у вигляді газу, характеризуються трьома основними характеристиками: зміною (тензором) напруження (σ_{ij}), зсувом часток (u_i) (потенційною енергією) і деформацією (du) – зміною взаємного розташування елементарних часток середовища [15, 72]. Остання характеристика дає можливість розрізнити деформацію розтягання – стиску (ϵ_{ij}) і деформацію зсуву (ϵ_{ijk}).

Деформація розтягання - стиску з'являється в тому випадку, якщо елементарні частки середовища роблять коливання уздовж з'єднуючого їх деякого умовного відрізка, наприклад, по осі (x):

$$\epsilon_{xx} = du / dx. \quad (2.1)$$

Деформація зсуву (ϵ_{ijk}) спостерігається тоді, коли пружні коливання часток відбуваються перпендикулярно цьому відрізку [1, 5]:

$$\epsilon_{xyz} = du_x / dx + du_y / dy + du_z / dz = \epsilon_{xx} + \epsilon_{yy} + \epsilon_{zz}. \quad (2.2)$$

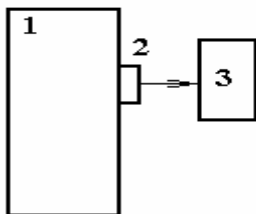


Рис. 2.2 – Структурна схема діагностики, дослідження фізико-механічних властивостей матеріалу пасивними неруйнівними методами на основі пружних коливань: 1 – об'єкт контролю, 2 – приймальний випромінюючий перетворювач, 3 – реєстратор характеристик інформаційного сигналу

Особливістю формування пружних деформацій є те, що деформації зсуву відсутні в речовинах, які знаходяться в рідкій чи газоподібній фазах. У твердих тілах можуть збуджуватися обидва види пружних деформацій.

Отже, виходячи з фізики процесу поширення пружних хвиль можна зробити висновок, що неруйнівний контроль якості матеріалів заснований на ефекті дискретної (локальної) або інтегральної тимчасової чи просторової зміни фізико-механічних властивостей матеріалу, що відбивається на характеристиках інформаційного контрольованого сигналу. Залежність між напруженням у твердому тілі та його пружними деформаціями, що спостерігається при малих амплітудах зсуву, описується законом Гука. В узагальненому вигляді ця залежність для ізотропних середовищ має наступний вигляд [21, 72]:

$$\sigma_{ij} = \delta_{ij} \cdot \Lambda \cdot \varepsilon_{ii} + 2\mu \cdot \varepsilon_{ij}, \quad (2.3)$$

де σ_{ij} – тензор напружень; δ_{ij} – коефіцієнт загасання пружної хвилі; ε_{ii} , ε_{ijk} – відповідно деформація розтягання – стиску та деформація зсуву; Λ, μ – константи Ламе;

Константи Ламе (Λ, μ) пов'язані визначеними математичними залежностями з такими фізико-механічними характеристиками твердого тіла, як модуль нормальної пружності (E), модуль зсуву (G) і коефіцієнт Пуассона (ν):

$$E = \mu(3\Lambda + 2\mu) / (\Lambda + \mu); \quad G = \mu; \quad (2.4)$$

$$\nu = \frac{\Lambda}{2(\Lambda + \mu)} = \frac{E}{2G} - 1 \quad (2.5)$$

Для забезпечення існування пружної хвилі у твердому тілі необхідно викликати деяке збудження такого середовища

зовнішнім джерелом енергії. При цьому робота, виконана таким зовнішнім джерелом, за винятком утрат на перетворення енергії, втрат у контактному шарі, втрат при переході границь середовищ «електромеханічний перетворювач – контактне середовище – досліджуване середовище», перетворюється в енергію пружних хвиль, що поширюються в досліджуваному матеріалі. Ця технологія використовується в активних методах контролю і діагностики.

Пружні коливання можуть збуджуватися в матеріалі також в результаті визначених технологічних процесів – згорання бензино-повітряної суміші, солярки, співударяння, тертя деталей у кінематичних вузлах і т. ін. Описане явище використовують в пасивних методах.

Основними характеристиками гармонійних пружних хвиль є довжина хвилі (λ) – відстань між її двома максимумами або мінімумами, частота (f) і період коливань (T) – час, за який відбувається один повний цикл коливань. Ці величини пов'язані між собою такими співвідношеннями:

$$f = 1/T; \quad \lambda/c = T,$$

де c – швидкість звуку в досліджуваному середовищі.

У теорії пружних хвиль використовується також параметр, який називається хвильовим вектором (k), який є орієнтованим у напрямку поширення пружної хвилі: $k = 2\pi/\lambda = 2\pi f/c$ [21, 72].

При активних методах діагностики і контролю випромінювання пружної хвилі практично в усіх випадках виробляється джерелами обмежених розмірів відносно довжини хвилі (λ). У результаті цього виникає хвиля, що характеризується розбіжним фронтом. При точковому джерелі випромінювання пружну хвилю представляють у вигляді сферичної. При збудженні такої хвилі в середовищі, за умови

генерування її синусоїдальними коливаннями, спостерігатиметься її поширення відносно деякої системи координат x, y, z . Деформація ділянок середовища на відстані (r) від джерела коливань (центру системи координат) відбуватиметься через деякий відрізок часу $t = r/c$. При цьому на будь-якій відстані $r = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}$ від джерела коливань спостерігатиметься зменшення амплітуди пружної хвилі, що викликається загасанням і поглинанням її енергії. Якщо зневажити загасанням пружної хвилі, що зумовлюється взаємним тертям часток досліджуваного матеріалу, то її амплітуда убаватиме пропорційно відстані (r) [21, 65]. У цьому разі математичний вираз для сферичної хвилі, з урахуванням запізнювання за часом і убавання її амплітуди, набуває вигляду:

$$w = \frac{A_0}{r} \sin \frac{2\pi}{T} \left(t - \frac{r}{c} \right), \quad (2.6)$$

де A_0 – максимальна амплітуда пружної хвилі в точці збудження; r – деяка відстань від точки збудження пружної хвилі; T – період коливань пружної хвилі; t – час.

Зі збільшенням відстані від джерела коливань кривизна сферичної поверхні пружної хвилі зменшується. На деякій досить великій відстані (r_i), при малому розмірі джерела коливань відносно довжини хвилі і ($\lambda \ll r_i$), таку хвилю на невеликих ділянках простору можна вважати квазіплоскою. У зв'язку з цим, для описання пружної хвилі у таких випадках використовується математичний вираз [21, 65]:

$$w = \frac{A_0}{r} \sin \frac{2\pi}{T} \left(t - \frac{x}{c} \right), \quad (2.7)$$

де x – напрямок поширення пружної хвилі.

Вирази, що описують сферичну (2.6) і плоску (2.7) хвилю, є частинними розв'язками наступного диференціального рівняння 2-го порядку з частинними похідними, яке описує поширення хвиль у пружному середовищі – так зване хвильове рівняння [1 – 3]:

$$\frac{dW}{dx^2} + \frac{dW}{dy^2} + \frac{dW}{dz^2} = \frac{1}{c^2} \cdot \frac{d^2W}{dt^2} . \quad (2.8)$$

У скороченому вигляді це рівняння записується так:

$$\Delta \cdot W = \frac{1}{c^2} \cdot \frac{d^2W}{dt^2} , \quad (2.9)$$

де $\Delta^2 = d^2/dx^2 + d^2/dy^2 + d^2/dz^2$ – оператор Лапласа.

Іншу інтерпретацію хвильового рівняння (2.8, 2.9) можна одержати, прирівнюючи різницю сил, прикладених до протилежних граней деякого елементарного об'єму твердого тіла, до добутку його маси на прискорення:

$$\rho \frac{d^2u_x}{dt^2} = \frac{d\sigma_{xx}}{dx} + \frac{d\sigma_{xy}}{dy} + \frac{d\sigma_{xz}}{dz} , \quad (2.10)$$

де ρ – питома щільність середовища, в якому поширюється пружна хвиля.

Підставляючи замість напружень деформацій залежність, виражену законом Гука (2.3), одержують таку математичну форму хвильового рівняння:

$$\rho \frac{d^2u_x}{dt^2} - (\Lambda + \mu) \frac{d\varepsilon}{dx} - \mu \Delta^2 u_x = 0 . \quad (2.11)$$

У наведені вище математичні вирази (2.8, 2.9, 2.11) входять з різними знаками другі похідні за часом і координатами від деякої змінної величини.

Використовуючи математичний апарат векторного аналізу, хвильове рівняння (2.11) записується для всіх координат щодо точки випромінювання пружної хвилі у вигляді деякого векторного поля [21, 65]:

$$\rho \frac{d^2 u}{dt^2} = (\lambda + \mu) \operatorname{grad} \operatorname{div} u + \mu \Delta^2 \cdot u. \quad (2.12)$$

З положень векторного аналізу відомо, що будь-яке векторне поле може бути представлене у вигляді суми векторів. У розглянутому випадку векторне поле може бути представлене у вигляді суми скалярного і векторного потенціалів:

$$U = u_l + u_t = \operatorname{grad} \varphi + \operatorname{rot} \varphi, \quad (2.13)$$

Використовуючи вирази (2.12, 2.13) одержують наступні математичні співвідношення:

$$\frac{d^2 u_l}{dt^2} - c_l^2 \cdot \Delta^2 \cdot u_l = 0; \quad c_l = \sqrt{(\lambda + 2\mu)/\rho}; \quad (2.14)$$

$$\frac{d^2 u_t}{dt^2} - c_t^2 \cdot \Delta^2 \cdot u_t = 0; \quad c_t = \sqrt{\mu/\rho}. \quad (2.15)$$

З отриманих рівнянь випливає, що вектор (u) пружних коливань, при їх розповсюдженні у твердому тілі, розпадається на два, які відповідають хвилям (u_l, u_t), що характеризуються різними значеннями швидкості поширення в середовищі (c_l, c_t) [21, 67, 72].

Таким чином, у необмеженому твердому тілі існує два основних типи хвиль, які прийнято називати подовжніми (u_l) і поперечними (u_t) [21, 72]. Ці хвилі характеризуються своїми швидкостями поширення – c_l , c_t .

Подовжня хвиля (c_l) при поширенні у твердому тілі викликає деформації розтягання – стиску, тому що напрямок коливань у ній збігається з напрямком її поширення. При поширенні поперечної хвилі (c_t) у твердому тілі формуються деформації зсуву, тому що напрямок коливань у цьому разі є перпендикулярним напрямку поширення пружної хвилі. Слід зазначити, що в рідинах і газах поперечні хвилі не існують, тому що в цих середовищах відсутня пружність форми. Величина відношення швидкостей подовжньої (c_l) і поперечної (c_t) пружних хвиль залежить від коефіцієнта Пуассона (ν) середовища, у якому поширюються такі коливання. Так, наприклад, у металах, для яких у більшості випадків значення коефіцієнта Пуассона $\nu \approx 0,3$, відношення $c_l/c_t \approx 0,55$ [15, 72]. Як було зазначено вище, розглянуті типи хвиль характерні для необмежених середовищ. На практиці, у зв'язку з появою деяких граничних умов – наявністю обмежуючої поверхні в досліджуваному об'єкті контролю, визначеним орієнтуванням її щодо напрямку поширення коливань, може відбуватися вертикальна або горизонтальна поляризація поперечної хвилі. У реальних умовах, у зв'язку з кінцевими розмірами об'єктів контролю, найчастіше використовується вертикально поляризована хвиля.

Подовжні та поперечні пружні хвилі найбільше широко використовуються для діагностики і неруйнівного контролю якості матеріалів. З їхньою допомогою здійснюється як дефектоскопія структури матеріалів, так і визначення їх фізико-механічних властивостей [15, 72].

Уздовж поверхні твердого тіла також поширюється пружна хвиля, що зветься поверхневою хвилею Релея (u_s) [66]. Така хвиля характеризується своєю, відмінною від подовжніх (u_l) і поперечних хвиль (u_t), швидкістю поширення (c_s). Ця хвиля складається з лінійної комбінації подовжніх і поперечних коливань, амплітуди яких залежать від глибини їхнього проникнення в матеріал об'єкта контролю. Отже, характерною рисою такої хвилі є мале загасання амплітуди за віссю абсцис і значна зміна її амплітуди вздовж осі ординат [15, 23, 72]. Використовуючи величину швидкості поширення поперечних хвиль (c_t) у конкретному матеріалі, представляється можливим наближене обчислення швидкості поширення поверхневої хвилі Релея (c_s) за формулою [15, 72] :

$$c_s \approx c_t \cdot \frac{0,87 + 1,12\nu}{1 + \nu}. \quad (2.16)$$

Так, наприклад, для матеріалів зі значенням коефіцієнта Пуассона $\nu \approx 0,3$, швидкість поширення хвилі Релея $c_s \approx 0,93 \cdot c_t$. Як було зазначено вище, характерною рисою поверхневих хвиль Релея є їх досить слабе загасання уздовж осі абсцис (x). У зв'язку з цим цей тип хвиль здатний поширюватися на великі відстані уздовж поверхні твердого тіла.

Особливості поширення хвиль Релея визначають їхню область застосування – дефектоскопія структури поверхневих і підповерхневих шарів матеріалів, контроль розшарування композиційних середовищ, дослідження структури верхніх шарів у експлуатованих виробах чи у конструкціях, які мають значні геометричні розміри.

2.2. Збудження і прийом ультразвукових коливань

2.2.1. П'єзоелектричні перетворювачі

Для збудження і прийому пружних хвиль, що поширюються в досліджуваному матеріалі, використовують електромеханічне і електромеханічне перетворення коливань ультразвукової частоти в пружні хвилі за допомогою спеціалізованих п'єзоелектричних перетворювачів.

При реалізації ультразвукових неруйнівних методів дефектоскопії, контролю якості матеріалів і виробів практично у всіх випадках використовуються перетворювачі, що мають прямий і зворотний п'єзоелектричний ефект. Прямий п'єзоелектричний ефект полягає у виникненні електричної поляризації деяких діелектриків при їх механічній пружній деформації. Характерною рисою таких матеріалів є наявність зворотного п'єзоелектричного ефекту, що складається в пружній зміні геометричних розмірів чи появи пружних деформацій зсуву в п'єзоперетворювачі з одночасною появою електричного сигналу на електродах такого діелектрика [15, 72].

У практиці неруйнівного ультразвукової діагностики, контролю якості, в основному, застосовують п'єзоелектричні кристали і п'єзокераміку.

П'єзоелектричні кристали використовують, як правило, у вигляді природних мінералів – кварц, цинкова обманка, сегнетова сіль тощо. Кристалічні п'єзоелектричні перетворювачі виготовляють з різною поляризацією відносно будови кристалічних ґрат.

Так, наприклад, кварцові п'єзоелектричні перетворювачі застосовують у формі пластин виду X -зрізу і Y -зрізу. П'єзоелектричний перетворювач, виготовлений з пластин кварцу X -зрізу являє собою пластину, вирізану перпендикулярно до оптичної осі X . Така орієнтація кристала забезпечує порушення

пружних коливань за товщиною пластини, тобто подовжніх хвиль (u_z). У кварцовому п'єзоелектричному перетворювачі, що виконаний із пластини кварцу Y -зрізу, збуджуються зсувні коливання, тобто поперечні хвилі (u_y) [15, 72].

Штучно синтезовані окисли та солі п'єзоелектричних матеріалів представляються у виді п'єзокераміки. В нашій країні найпоширенішими є п'єзоелектрична кераміка цирконат-титанат свинцю (ЦТС) і твердий розчин чотирьохкомпонентної системи, що включає титанат свинцю і цирконат свинцю (ПКР). У закордонній практиці неруйнівного контролю основними використовуваними матеріалами керамічних п'єзоелектричних перетворювачів є метаніобат свинцю і ніобат літію [15, 65].

П'єзоелектричні перетворювачі, виготовлені з ніобату літію характеризуються досить високою добротністю (коефіцієнтом загасання коливань поза резонансною частотою). Завдяки цьому, за допомогою таких перетворювачів є можливість формування коротких зондувальних імпульсів, що необхідні при ряді досліджень структури матеріалів.

Характерною рисою п'єзоелектричних перетворювачів, виготовлених з метаніобату свинцю, є порівняно низький рівень коливань за шириною пластини, що є паразитними відносно коливань за її товщиною. Переваги використання п'єзоелектричної кераміки для випромінювання й прийому пружних хвиль перед іншими п'єзоелектричними матеріалами полягають у високій ефективності електромеханічного і зворотного – механіко-електричного перетворення. До їхніх позитивних характеристик слід віднести також можливість створення перетворювачів необхідної конфігурації, малогабаритність та ін. Основною характеристикою п'єзоелементів, що визначає ефективність електромеханічного і механіко-електричного перетворення, служить коефіцієнт електромеханічного зв'язку (K_{ik}). Його визначають як

відношення взаємної пружно-електричної енергії до середнього геометричного значення пружної та електричної енергії [21, 72].

Для п'єзоелектричного перетворювача, виготовленого у вигляді пластини, що робить пружні деформації розтягання – стиску за товщиною, коефіцієнт електромеханічного зв'язку (K_{ik}) може бути визначений за формулами (2.17, 2.18) [21, 72]. Для п'єзоелектричного перетворювача, виготовленого у вигляді пластини, закріпленої без механічних деформацій:

$$K_{ik} = \sqrt{e^2 / (\rho \cdot c^2 \cdot \epsilon_0 \cdot \epsilon)}, \quad (2.17)$$

де e – п'єзоелектрична константа;

c – швидкість звуку в п'єзоелектричному матеріалі;

ϵ – відносна діелектрична проникність п'єзоелектричного матеріалу, в якому відсутня постійне (статичне) механічне напруження;

$\epsilon_0 = 8,85 \cdot 10^{12}$ Ф/м – діелектрична стала;

ρ – питома щільність діелектричного матеріалу.

Величина швидкості звуку (c), що входить у формулу (2.17), повинна вимірюватися при наявності деякого постійного (статичного) електричного зсуву на п'єзоелектричному елементі.

Для п'єзоелектричного перетворювача, виготовленого у вигляді пластини, з закріпленими гранями з деякими статичними механічними деформаціями, коефіцієнт електромеханічного зв'язку розраховується за формулою:

$$K_{ik} = \frac{d_{ik}}{\sqrt{\epsilon^\delta \cdot \epsilon_0 \cdot S^e}}, \quad (2.18)$$

де d_{ik} – п'єзомодуль; ϵ^δ – відносна діелектрична проникність п'єзоелектричного матеріалу, в якому присутня механічне напруження; ϵ_0 – діелектрична стала; S^e – коефіцієнт пружної піддатливості п'єзоелектричного матеріалу.

Як впливає з формул (2.17, 2.18), у тому випадку, якщо на гранях п'єзоелектричного елемента присутня деяка величина статичного механічного напруження, то значення його відносної діелектричної проникності (ϵ^δ) змінюється. Взаємозв'язок зміни відносної діелектричної проникності при відсутності й наявності статичного механічного напруження на пластині п'єзоелектрика описується через коефіцієнт електромеханічного зв'язку:

$$(\epsilon^\delta - \epsilon) / \epsilon^\delta = K_{ik}^2. \quad (2.19)$$

З фізичної точки зору значення коефіцієнта електромеханічного зв'язку (K_{ik}) п'єзоелемента визначає його ефективність випромінювання і прийому пружних хвиль. Цей параметр враховується також при проектуванні лінії узгодження конкретного п'єзоелектричного перетворювача з вихідними і вхідними блоками контрольно-вимірювального пристрою. Слід зазначити, що у загальному випадку для позитивного вирішення задачі узгодження, бажано застосовувати п'єзоелектричні матеріали, що характеризуються значною величиною відносної діелектричної проникності (ϵ^δ) за умови збереження великого значення коефіцієнта електромеханічного зв'язку (K_{ik}).

Важливими характеристиками п'єзоелектричних матеріалів є також параметр випромінювання (P_n) і параметр прийому (P_p) [21, 72]. Значення параметра випромінювання розраховується за формулою:

$$P_n = (d_{ik} / S^E)^2, \text{ Кл/м}^2. \quad (2.20)$$

Параметр прийому обчислюється з використанням математичного виразу:

$$P_p = (d_{ik} / \epsilon^\delta) \cdot 10^{-12}, \text{ Кл/Н}. \quad (2.21)$$

Параметр випромінювання ($P_{\text{в}}$) визначає чутливість випромінюючого п'єзоелектричного перетворювача відносно прикладеної величини напруги, що надходить від генератора зондувальних сигналів, тобто фактично визначає ефективність електромеханічного перетворення пружних хвиль. Параметр прийому ($P_{\text{п}}$) визначає чутливість прийомного перетворювача в режимі холостого ходу, тобто ефективність механіко-електричного перетворення п'єзоелектричного матеріалу. Значення коефіцієнта електромеханічного зв'язку, відносної діелектричної проникності, швидкості звуку, а також параметрів випромінювання і прийому для деяких найбільш розповсюджених п'єзоелектричних матеріалів наведені в табл. 2.1 [21, 72].

Залежно від задач діагностики, контролю, фізико-механічних характеристик, розмірів об'єкта дослідження, розмірів і характеристик дефектів матеріалу, які необхідно зафіксувати, використовуються роздільні або сумісні п'єзоелектричні перетворювачі. При використанні роздільних перетворювачів один з них застосовується як випромінюючий, тобто здійснює електромеханічне перетворення ультразвукових коливань у пружні хвилі, а другий – як прийомний, що забезпечує механіко-електричне перетворення пружних хвиль, що були порушені в матеріалі, – у відповідний електричний сигнал. Сумісні п'єзоелектричні перетворювачі також являють собою випромінювач і приймач, але вони конструктивно розміщені в одному корпусі.

Таблиця 2.1 – Основні характеристики п'єзоелектричних матеріалів

Тип п'єзоелектричного матеріалу	Коефіцієнт електро-механічного зв'язку, (K_{ik})	Відносна діелектрична проникність, (ϵ^δ)	Швидкість звука C , 10^3 м/с	Параметр випромінювання, $(d_{ik}/S^E)^2$ Кл/м ²	Параметр прийому, $(d_{ik}/\epsilon^\delta) \cdot 10^{-12}$ Кл/Н	Примітка
1	2	3	4	5	6	7
Сегнетова сіль	0,65	37	3,1	53,6	0,78	Зріз X 45 ⁰
Кварц	$9,5 \cdot 10^{-2}$	4,5	5,47	0,033	0,51	Зріз X
П'єзокераміка ПКР-7М	0,49	5000	4,3	26	0,54	Поляризація п'єзоелементів уздовж осі Z
П'єзокераміка ЦТС-19	0,4	1730	3,9	28	0,49	
П'єзокераміка ЦТС-23	13,2	1100	3,2	32	0,68	
Ніобат літію	0,24	28,6	5,8	–	–	

До їх достоїнств слід віднести зручність використання та спрощення забезпечення більш стабільного акустичного контакту «п'єзоелектричний перетворювач – матеріал об'єкта контролю». Але вони не завжди можуть бути застосовані у практиці неруйнівного контролю, так як їх конструкція зумовлює як введення пружних хвиль, так і прийом інформаційного сигналу з одного боку об'єкту контролю.

2.3. Способи забезпечення акустичного контакту «п'єзоелектричний перетворювач – досліджуваний матеріал»

Одним з основних недоліків, що властивий ультразвуковому неруйнівному контролю якості матеріалів, є необхідність забезпечення надійного акустичного контакту «п'єзоелектричний перетворювач – матеріал об'єкта контролю» для введення зондувальних і прийому інформаційних сигналів.

Це пов'язано з тим, що як при прийомі, так і при випромінюванні пружних хвиль, коливання проходять через кілька середовищ, які відрізняються своїми фізико-механічними й акустичними властивостями. Зміна розміру, товщини, матеріалу контактного середовища, площі акустичного контакту «площина п'єзоелектричного перетворювача – досліджуваний матеріал» впливає на параметри випромінюваного й інформаційного сигналів. Таким чином, якість і стабільність акустичного контакту «п'єзоелектричний перетворювач – досліджуваний матеріал» значною мірою визначає точність, надійність і вірогідність результатів контролю.

Основними способами введення та прийому пружних коливань є контактний, імерсійний і повітряно-акустичний [15, 72]. Вибір способу забезпечення акустичного контакту залежить від задач дослідження, конкретних умов проведення вимірів, стану поверхні матеріалу об'єкта контролю.

2.3.2. Контактний спосіб введення і прийому пружних коливань

Контактний спосіб введення і прийому пружних коливань до матеріалу об'єкта дослідження має дві модифікації.

Перша модифікація забезпечення акустичного контакту визначає наявність шару проміжного контактного середовища, яке наноситься на досліджуваний матеріал у місці установки випромінюючого й прийомного п'єзоелектричних перетворювачів. Таким контактним середовищем, наприклад, може бути рідина, гліцерин, пластилін, олія, еластична пластмаса, гума тощо.

Друга модифікація полягає в забезпеченні так званого «сухого точкового контакту» між п'єзоелектричними перетворювачами і матеріалом об'єкта контролю.

Практика використання першої модифікації контактного способу введення і прийому пружних коливань показує, що порушення суцільності шару контактного середовища або зміна його товщини в процесі контролю, чи від вимірювання до вимірювання може призводити до зниження вірогідності отриманих результатів [45]. У зв'язку з цим, для забезпечення надійного акустичного контакту при цьому способі введення й прийому пружних коливань необхідне виконання трьох умов:

- достатня сила притиску перетворювача. Тиск (P) на перетворювач повинен бути не менше як $P \geq 200$ Па;
- товщина шару (h) контактного середовища повинна бути менше довжини хвилі (λ) ультразвукових коливань, що використовуються при контролі якості конкретного матеріалу ($h < \lambda$);
- шар контактного середовища повинний бути суцільним відносно робочій поверхні перетворювача і досліджуваного матеріалу в місці установки перетворювачів.

При значній шорсткості поверхні об'єкта контролю може спостерігатися порушення двох останніх умов забезпечення вірогідності й надійності результатів контролю. Це зумовлено тим, що в цьому разі, по-перше – товщина контактної шару (h) може перевищувати довжину хвилі пружних коливань (λ), і, по-друге, – нерівності на поверхні матеріалу можуть викликати додаткове розсіювання або відхилення напрямку поширення фронту пружної хвилі через порушення суцільності шару контактної середовища.

У зв'язку з цим, у ряді випадків необхідно зробити попередню підготовку – шліфування матеріалу в місці установки п'єзоелектричного перетворювача. Необхідність проведення цієї операції повинна визначатися, виходячи з умов

виконання співвідношення $h < \lambda$. Причому, при аналізі виконання зазначеного співвідношення необхідно враховувати й висоту нерівностей поверхні матеріалу досліджуваного об'єкта [15, 72].

Сухий точковий контакт застосовується при контролі якості матеріалів у низькочастотній частині ультразвукових коливань ($f_{\text{узк}} \leq 100$ кГц). Реалізація цієї модифікації контактного способу полягає в тому, що пружні хвилі вводяться в досліджуваний матеріал за допомогою перетворювача з перехідною сферичною або конічною насадкою. П'єзоелектричний перетворювач притискають насадкою до поверхні об'єкта контролю без застосування контактної середовища (рис. 2.2).

Через формування точкового контакту сила притиску п'єзоелектричного перетворювача до досліджуваного матеріалу в цьому випадку значно перевищує амплітуду перемінних пружних деформацій матеріалу п'єзоелектрика, що забезпечує високу надійність введення пружних коливань.

При реалізації цього способу контакту геометричні розміри насадки повинні вибиратися виходячи з наступної умови:

$$L_n = n \cdot \lambda, \quad (2.22)$$

де L_n – довжина насадки; n – масштабний коефіцієнт; λ – довжина хвилі пружних коливань, що використовуються для дефектоскопії чи контролю якості.

Поряд зі значними перевагами цей спосіб забезпечення акустичного контакту має суттєвий недолік, а саме: використання точкового контакту викликає формування сферичної діаграми спрямованості п'єзоелектричного перетворювача [10, 31, 72]. Така особливість приймально-передавального тракту контрольно-вимірювального пристрою є недопустимою при розв'язанні деяких задач дефектоскопії,

неруйнівного контролю якості, що вимагають спеціальних форм діаграм спрямованості.

2.3.3. Імерсійний спосіб введення і прийому пружних коливань

Імерсійний спосіб введення і прийому пружних коливань застосовується з метою зниження нестабільності акустичного контакту [15, 72]. При цьому способі також використовується проміжне контактне середовище. Як таке середовище застосовується рідина. Слід зауважити, що для реалізації цього способу товщина шару рідини (h) повинна значно перевищувати довжину хвилі пружних коливань (λ), які випромінюються в досліджуваний матеріал об'єкта контролю, тобто $h \gg \lambda$.

Необхідність виконання такої умови впливає через те, що при меншій товщині шару контактного середовища може спостерігатися відбиття пружних коливань від його границь, що в ряді випадків може призводити до виникнення ефекту інтерференції хвиль. При цьому, як в області розташування випромінюючого, так і прийомного п'єзоелектричних перетворювачів формується складне акустичне поле. Через це часові та амплітудно-частотні характеристики як зондувальних, так і інформаційних сигналів не підлягають прогнозуванню і, отже, можуть внести значну погрішність у результат виміру і, як наслідок – у кінцеві висновки контролю якості.

При аналізі ймовірності виникнення явища інтерференції хвиль, при використанні імерсійного способу забезпечення акустичного контакту, враховують параметр просторової тривалості імпульсу [15, 72]:

$$\tau_n = c_c \cdot \tau, \quad (2.23)$$

де c_c – швидкість звуку в контактному шарі; τ – тривалість імпульсу ультразвукових коливань, які випромінюються п'єзоелектричним перетворювачем у досліджуваний матеріал.

Відсутність інтерференції хвиль спостерігається в тому разі, коли подвоєна товщина контактного шару (h) більше просторової тривалості імпульсу [15], тобто при дотриманні наступної умови:

$$h > 0,5 (c_c \cdot \tau), \quad (2.24)$$



Рис. 2.2 – Конічні насадки для забезпечення сухого точкового контакту «п'єзоелектричний перетворювач – досліджуваний матеріал»

На практиці імерсійний варіант акустичного контакту забезпечується такими рішеннями: – зануренням об'єкта контролю в імерсійну ванну; – застосуванням струминного контакту (через струмінь рідини). Як правило, імерсійний спосіб забезпечення акустичного контакту застосовують при контролі об'єктів, поверхня яких характеризується значною шорсткістю, для автоматизації неруйнівного процесу контролю. У тому випадку, якщо на поверхні матеріалу присутні макронерівності, цей спосіб не застосовується для виключення імовірності появи перевідбиття чи розсіювання пружних коливань як на боці

випромінювання, так і на боці прийому інформаційного сигналу пружних коливань.

2.3.4. Повітряно-акустичний спосіб введення і прийому пружних коливань

Повітряно-акустичний спосіб застосовують при ультразвуковому неруйнівному контролі якості виробів із пластмаси і композитних матеріалів. Уведення і прийом пружних коливань у цьому разі виконується через шар повітря, тобто без безпосереднього контакту «п'єзоелектричний перетворювач – матеріал об'єкта контролю». Цей спосіб забезпечення акустичного контакту є дуже простим, однак, він не застосовний для контролю якості металів. Суть питання полягає в значному зниженні амплітуди зондувальних сигналів пружної хвилі, що вводяться в досліджуваний метал. Цей ефект пояснюється так. Акустичні властивості повітря і металів значно відрізняються один від одного. Так, наприклад, хвильовий опір сталі для подовжніх хвиль дорівнює $Z_c = 46,6 \cdot 10^6$ Па·с/см, а хвильовий опір повітря – $Z_n = 4,3 \cdot 10^2$ Па·с/см. Питома щільність цих середовищ відповідно дорівнює величинам: $\rho_c = 8,3 \cdot 10^3$ кг/м³, $\rho_n = 1,3 \cdot 10^{-4}$ кг/м³. Таке співвідношення цих характеристик впливає на умови поширення ультразвукових коливань. У розглянутому випадку при проходженні пружної хвилі, наприклад, від п'єзоелектричного перетворювача до металу, відбувається її активне перевідбиття на границі розділу двох середовищ: «повітря – метал». Наслідком цього є значне зниження потужності ультразвукового зондувального сигналу, що поширюється в металі. Це може негативно відбиватися на результатах контролю.

На додаток до цього робить свій негативний вплив і малий коефіцієнт прозорості такого середовища. Аналогічна ситуація спостерігається і при прийомі інформаційного сигналу пружної хвилі.

Різниця акустичних опорів для повітря і пластмаси значно менше. Так, наприклад, для ебоніту і текстоліту, що широко використовуються для виготовлення композитних і шаруватих матеріалів, $Z_{пл} = (2,9 - 3,9) \cdot 10^6 \text{ Па} \cdot \text{с/см.}$, а $\rho_{пл} = (1,2 - 1,4) \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ [15, 72]. Тому зниження акустичної енергії зондувального й інформаційного сигналів, що спостерігається при переході ними границі розділу двох середовищ: «повітря – пластмаса», є значно меншим, ніж у вище розглянутому випадку. У результаті такого сполучення акустичних параметрів повітря й матеріалу об'єкта контролю стає можливим забезпечення неруйнівного контролю якості об'єктів на основі повітряно-акустичного контакту «п'єзоперетворювач – досліджуваний матеріал» з достатнім ступенем надійності та вірогідності результатів.

Через шар контактної рідини або газу вводять в об'єкт контролю подовжню і похилу поперечну вертикально поляризовану хвилю. В останньому випадку падаюча з рідини подовжня хвиля трансформується в поперечну вертикально поляризовану хвилю. Оскільки у поперечній (горизонтально поляризованій) хвилі коливання часток рівнобіжні контактній поверхні, то в матеріалі об'єкта контролю вона збуджуватися не буде. Це пов'язано з тим, що поперечні коливання, які характеризуються таким напрямком деформацій, практично не пройдуть через шар рідини. В принципі, за рахунок явища в'язкості, поперечну горизонтально поляризовану хвилю стає можливим передати через тонкий шар контактної рідини. Однак, при цьому спостерігатимуться великі енергетичні втрати ультразвукового імпульсу. Тому для введення хвилі такого типу в тверде тіло використовують п'єзоелектричний перетворювач, виконаний у вигляді пластини, в якій збуджують зсувні

коливання. Для забезпечення акустичного контакту в цьому разі застосовується шар клею.

2.4. Електромагнітно-стрикційне збудження і прийом пружних коливань у матеріалах

Електромагнітно-стрикційні перетворювачі засновані на магнітострикційному ефекті, магнітної й електродинамічної взаємодії електромагнітного поля з матеріалом об'єкта контролю [15, 72]. Виходячи з цього випливає, що такі перетворювачі (ЕМС-перетворювачі) мають обмежену область застосування і можуть використовуватися тільки для ультразвукового контролю якості феромагнітних, струмопровідних і магнітодіелектричних матеріалів. Принцип дії таких перетворювачів полягає в збудженні пружних деформацій елементарних об'ємів матеріалу під впливом зовнішнього магнітного поля [72]. В результаті цього в матеріалі об'єкта контролю виникають пружні хвилі. Такий ефект викликається внаслідок явища магнітострикції.

Для забезпечення можливості фіксування пружних хвиль, тобто одержання інформаційних сигналів, використовується зворотний ефект – магнітопружність матеріалів. Він полягає в появі адекватного магнітного поля в результаті дії пружних деформацій елементарних об'ємів твердого тіла в постійному магнітному полі. На практиці, у зв'язку з необхідністю викликання в матеріалі об'єкта контролю пружних хвиль з необхідними параметрами амплітудно-частотної характеристики (АЧХ), використовується магнітна взаємодія (взаємне періодичне притягання й відштовхування) матеріалу об'єкта контролю й електромагніта ЕМС-перетворювача, через який протікає перемінний електричний струм. Вплив перемінного електромагнітного поля на контрольований матеріал

трансформується в перемінну зміну його механічних пружних деформацій, тобто в появу пружних коливань.

Параметри (амплітуда, частота) коливань, викликаних таким способом, залежатимуть від частоти змінюваного магнітного поля, його напруженості, а також від магнітопружних характеристик матеріалу об'єкта контролю. Прийом пружних хвиль у розглянутому випадку забезпечується в результаті коливання поверхні об'єкта контролю через поширення пружних хвиль відносно електромагніта ЕМС-перетворювача. При цьому, в обмотці електромагніта збуджується перемінне магнітне поле, що призводить до появи електричного струму визначених параметрів на її виводах.

Коротко описані фізичні явища характерні при дослідженні ультразвуковими методами з використанням ЕМС-перетворювачів феромагнітних і магнітодіелектричних матеріалів.

При збудженні пружних хвиль електромагнітним полем у струмопровідних матеріалах спостерігається додаткове явище – електродинамічна взаємодія магнітного поля ЕМС-перетворювача і матеріалу об'єкта контролю. Воно полягає у виникненні вихрових струмів, що, взаємодіючи з магнітним полем ЕМС-перетворювача, викликають коливання атомів матеріалу об'єкта контролю. Процес реєстрації інформаційних сигналів пружної хвилі при цьому полягає в порушенні вихрових струмів контрольованим матеріалом, ділянки якого зроблять змушені коливання через поширення пружної хвилі в магнітному полі прийомного ЕМС-перетворювача. В результаті цього в електромагніті прийомного перетворювача індукується електричний струм, параметри якого відбивають характеристики пружної хвилі, що розповсюджується у досліджуваному матеріалі.

Слід зауважити, що, на додаток до зазначених особливостей, – можливості контролю якості в матеріалах визначених

електромагнітних і струмопровідних властивостей, важливим недоліком ЕМС-перетворювачів є їхній низький коефіцієнт перетворення електричного сигналу в пружні коливання (і зворотного перетворення) в порівнянні з перетворювачами на основі п'єзоелектричного ефекту.

Основним достоїнством ЕМС-перетворювачів є введення і прийом пружних коливань до матеріалу об'єкта контролю безконтактним способом. Проте слід зазначити, що інтенсивність збуджуваних пружних коливань і рівень прийнятого інформаційного сигналу виявляються в цьому разі значно нижчими, ніж при використанні контактних методів.

Розділ 3.

МЕТОДИ НЕРУЙНІВНОГО УЛЬТРАЗВУКОВОГО КОНТРОЛЮ ЯКОСТІ І ДЕФЕКТОСКОПІІ МАТЕРІАЛІВ, ВУЗЛІВ І АГРЕГАТІВ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ

Методи неруйнівного ультразвукового контролю якості і дефектоскопії матеріалів, вузлів механічних систем поділяються у своїй основі на дві головні групи (р.2) [72]:

- активні, в яких застосовується випромінювання і прийом ультразвукових коливань;
- пасивні, засновані тільки на прийомі пружних коливань.

В групі активних виділяють методи, засновані на ряді способів порушення в об'єкті контролю в цілому чи його частині стоячих чи біжучих пружних коливань з наступним дослідженням їх визначених характеристик після розповсюдження в матеріалі об'єкту контролю. Пасивні методи полягають фактично у методах прийому інформаційних сигналів (пружних коливань), які генеруються в результаті динамічних процесів, що протікають в двигунах внутрішнього згорання, кінематичних вузлах механічних систем. Ці принципи і покладені в основу розробленої класифікації цих методів неруйнівного контролю і діагностики (рис. 3.1).

Фізичну сутність цих методів розглянуто в Р. 4. Нижче описано принципи дії та узагальнені функціональні схеми контрольно-вимірювальних пристроїв, що реалізують ці методи неруйнівного контролю. Активні методи, в яких застосовують біжучі хвилі, поділяються на такі підгрупи:

а) методи, які досліджують характеристики наскрізного інформаційного сигналу пружної хвилі, що пройшла через об'єкт дослідження;

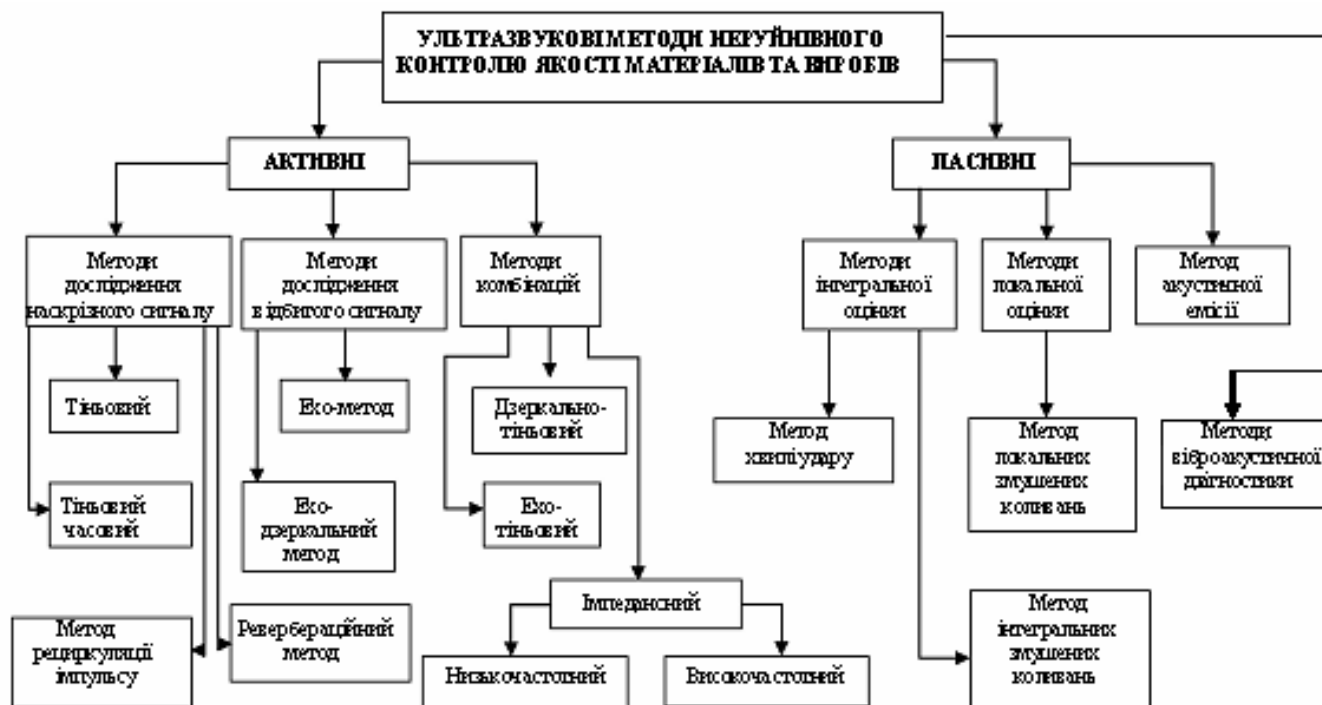


Рис. 3.1 – Класифікація методів неруйнівного ультразвукового контролю якості й діагностики матеріалів, агрегатів та вузлів механічних систем

б) методи, що досліджують характеристики інформаційного сигналу пружної хвилі, відбитої від дефектів структури матеріалу;

в) методи комбінації, в яких застосовують дослідження характеристик як відбитих, так і наскрізних коливань.

Реалізація методів, заснованих на дослідженні наскрізного інформаційного сигналу, що пройшов через матеріал, потребує наявності двох електромеханічних перетворювачів – випромінюючого і прийомного. і перетворювачі розташовують по різні боки досліджуваної ділянки чи об'єкта контролю в цілому [13, 68, 72].

До цієї підгрупи методів контролю відносяться тіньовий і часовий-тіньовий методи контролю дефектоскопії і якості матеріалів в досліджуваних об'єктах.

3.1. Тіньовий метод

Тіньовий метод заснований на реєстрації зниження амплітуди наскрізного сигналу, що викликається наявністю дефекту (рис. 3.2).

Наявність дефекту визначається з використанням методу порівняння, в якому використовують величини – при вимірюванні амплітуд інформаційних сигналів, що формуються при дослідженні ділянки об'єкта контролю без дефекту (рис. 3.2, б) і з дефектом (рис. 3.2, а) [15, 72].

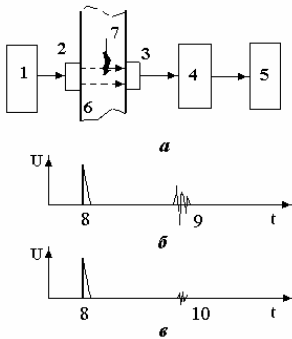


Рис. 3.2 – Структурна схема (а) і типові часові діаграми (б, в) пристрою, що реалізує тіньовий метод:

1 – генератор зондувальних імпульсів;
 2, 3 – відповідно випромінюючий і прийомний п'єзоелектричні перетворювачі;
 4 – підсилювач;
 5 – осцилографічний індикатор;
 6 – об'єкт контролю; 7 – дефект об'єкта контролю; 8 – зондувальний імпульс; 9 – наскрізний інформаційний сигнал, що пройшов через матеріал об'єкта контролю без дефекту;
 10 – наскрізний інформаційний сигнал, що пройшов через матеріал об'єкта контролю з дефектом

У практиці неруйнівного контролю якості при реалізації цього методу застосовують як імпульсне, так і безупинне випромінювання зондувальних сигналів.

3.2. Часовий тіньовий метод

Часовий тіньовий метод є різновидом ультразвукових методів, заснованих на реєстрації зміни часу проходження імпульсів пружної хвилі через об'єкт дослідження. Зміна часу проходження імпульсів пружної хвилі викликається збільшенням його шляху через оббігання дефекту структури матеріалу (рис. 3.3). Метод ефективний при дослідженні виробів, у матеріалі яких характерними є пустотні дефекти [15, 72].

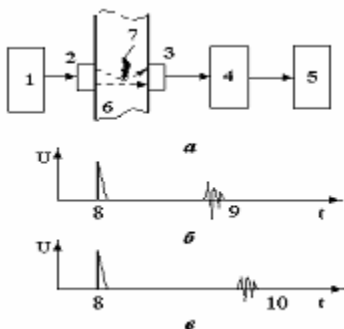


Рис. 3.3 – Структурна схема (а) і типові часові діаграми (б, в) пристрою, що реалізує часовий тіньовий метод:

1 – генератор зондувальних імпульсів;
 2, 3 – випромінюючий і прийомний п'єзоелектричні перетворювачі;
 4 – підсилювач;
 5 – осцилографічний індикатор;
 6 – об'єкт контролю;
 7 – дефект об'єкта контролю;
 8 – зондувальний імпульс;
 9, 10 – відповідно наскрізний інформаційний сигнал, що пройшов через матеріал об'єкта контролю без дефекту та наскрізний інформаційний сигнал, що пройшов через матеріал об'єкта контролю з дефектом (при його оббіганні)

3.3 Методи відбиття зонduючого сигналу

До цього класу методів УЗК відносяться **ехо-метод** і **ехо-дзеркальний метод** [15, 46, 72]. При використанні цих методів неруйнівного контролю якості матеріалів застосовуються як два роздільних перетворювачі, так і один сполучений. Як зондувальний сигнал у цих методах застосовують імпульсне випромінювання пружних коливань.

Ехо-метод. Метод заснований на реєстрації ехо-сигналів, що формуються при відбитті від дефектів структури матеріалу (рис. 3.4). На екрані індикатора в цьому разі спостерігаються три характерних імпульси (рис. 3.4, б): 8 – зондувальний імпульс, який формується генератором випромінювання пружної хвилі (генератором зондувальних імпульсів); 9 – імпульс, відбитий від поверхні об'єкта контролю, протилежної місцю розташування приймально-передавального перетворювача; 10 – імпульс, відбитий від дефекту структури матеріалу досліджуваного об'єкта, так називаний ехо-сигнал. Час приходу імпульсів (9) і (10) пропорційний товщині об'єкта контролю і глибині залягання дефекту.

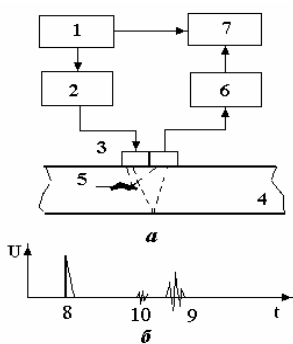


Рис. 3.4 – Структурна схема (а) і типова часова діаграма (б) пристрою, що реалізує ультразвуковий ехо-метод: 1 – синхронізатор; 2 – генератор зондувальних імпульсів; 3 – сполучений приймально-передавальний п'єзоелектричний перетворювач; 4 – об'єкт контролю; 5 – дефект об'єкта контролю; 6 – підсилювач; 7 – осцилографічний індикатор; 8 – зондувальний імпульс; 9 – відбитий інформаційний сигнал, що пройшов через матеріал об'єкта контролю без дефекту; 10 – інформаційний сигнал, відбитий від дефекту матеріалу

Ехо-дзеркальний метод. При цьому методі контролю аналізують сиг-нали, що відбилися дзеркально від дефекту і від поверхні об'єкта контролю, протилежній місцю розташуванню перетворювачів, тобто які пройшли шлях $ABCD$ (рис. 3.5).

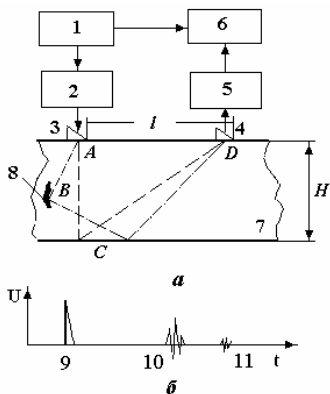


Рис. 3.5 – Структурна схема (а) і типові часові діаграми (б) пристрою, що реалізує ехо-дзеркальний метод: 1 – синхронізатор; 2 – генератор зондувальних імпульсів; 3, 4 – випромінюючий і прийомний п'єзоелектричні перетворювачі; 5 – підсилювач; 6 – осцилографічний індикатор; 7 – об'єкт контролю; 8 – дефект матеріалу об'єкта контролю; 9 – зондувальний імпульс; 10 – відбитий інформаційний сигнал, що пройшов через матеріал об'єкта контролю без дефекту; 11 – відбитий інформаційний сигнал, що пройшов через матеріал об'єкта контролю з дефектом (шлях $A - B - C - D$); H – товщина матеріалу (об'єкта контролю)

Ревербераційний метод. У цьому методі неруйнівного контролю також аналізуються характеристики відбитих сигналів пружної хвилі (3.6). В основу методу покладений ефект поступового загасання ультразвукових коливань у матеріалі контрольованого об'єкту [15, 72].

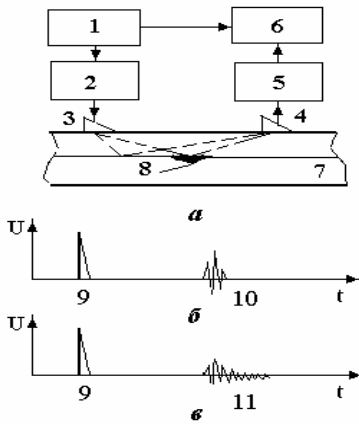


Рис. 3.6 – Структурна схема (а) і типові часові діаграми (б, в) пристрою, що реалізує часовий ревербераційний метод контролю якості:

1 – синхронізатор;
2 – генератор зондувальних імпульсів;
3, 4 – відповідно випромінюючий і прийомний п'єзоелектричні перетворювачі; 5 – підсилювач;
6 – осцилографічний індикатор;
7 – двошаровий об'єкт контролю;
8 – дефект об'єкта контролю на границі шарів;
9 – зондувальний імпульс;
10 – відбитий інформаційний сигнал від границі шарів при відсутності дефекту;
11 – відбитий інформаційний сигнал від границі шарів при наявності дефекту

При реалізації методу аналізується час ревербераційного процесу, що взаємопов'язаний як зі щільністю структури самого досліджуваного матеріалу, так і з дефектами його структури.

3.4. Ультразвукові комбіновані методи

В ультразвукових комбінованих методах для контролю якості матеріалів використовують дослідження інформаційних сигналів, що формуються як при проходженні зондувальних

сигналів через об'єкт контролю (наскрізні інформаційні сигнали), так і при відбитті пружних коливань від дефектів структури матеріалу.

Ці методи неруйнівного контролю є більш складними за своєю структурою як у метрологічному плані, так і в плані апаратурного забезпечення. Розробка такої групи методів і створення відповідного апаратурного забезпечення продиктовані необхідністю підвищення вірогідності й надійності результатів неруйнівного контролю на основі ультразвукових коливань.

Основними методами цієї групи є дзеркально-тіньовий, ехо-тіньовий та імпедансний [15, 46, 72].

Дзеркально-тіньовий метод заснований на вимірюванні амплітуди інформаційного сигналу, відбитого від поверхні об'єкта контролю, протилежній розміщенню п'єзoeлектричних перетворювачів (рис. 3.7).

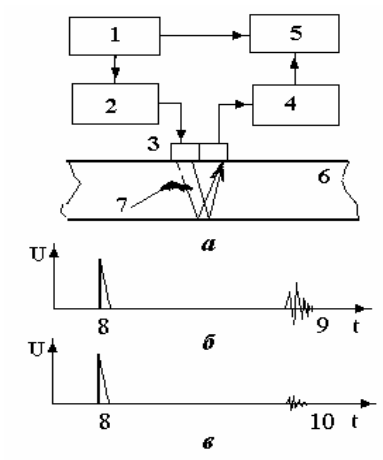


Рис. 3.7 – Структурна схема (а) і типові часові діаграми (б, в) пристрою, що реалізує дзеркально-тіньовий метод контролю якості:

1 – синхронізатор; 2 – генератор зондувальних імпульсів;
3 – сполучений приймально-передавальний п'єзoeлектричний перетворювач; 4 – підсилювач;
5 – осцилографічний індикатор;
6 – об'єкт контролю; 7 – дефект об'єкта контролю; 8 – зондувальний імпульс; 9 – відбитий інформаційний сигнал від протилежної грані об'єкта контролю при відсутності дефекту;
10 – відбитий інформаційний сигнал від протилежної грані об'єкта контролю при наявності дефекту

При реалізації цього методу, як правило, використовують сполучені приймально-передавальні перетворювачі.

За фізичною сутністю цей метод близький до тіньового методу контролю. Вихідною контрольованою характеристикою методу є коефіцієнт загасання пружної хвилі. Підвищення надійності й вірогідності контролю при цьому забезпечується тим, що сигнал пружної хвилі двічі проходить матеріал об'єкта контролю в зоні розташування дефекту.

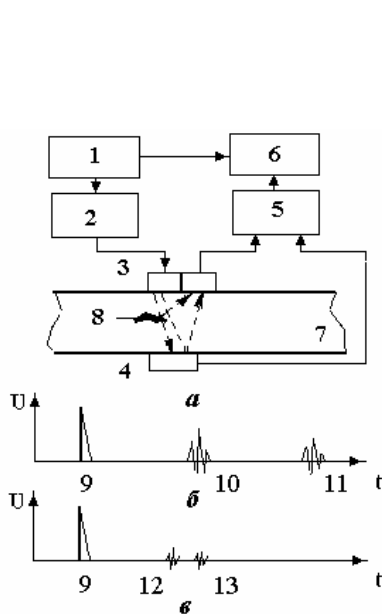


Рис. 3.8 – Структурна схема (а) і типові часові діаграми (б, в) пристрою, що реалізує ультразвуковий ехо-тіньовий метод комбінацій:
 1 – синхронізатор; 2 – генератор зондувальних сигналів;
 3 – сполучений приймально-передавальний п'єзоелектричний перетворювач; 4 – п'єзоелектричний приймач; 5 – підсилювач;
 6 – осцилографічний індикатор;
 7 – об'єкт контролю; 8 – дефект структури матеріалу об'єкта контролю;
 9 – зондувальний імпульс;
 10 – наскрізний інформаційний сигнал на п'єзоелектричному приймачі 4 (матеріал без дефекту);
 11 – відбитий від протилежної поверхні об'єкта контролю інформаційний сигнал на сполученому п'єзоелектричному перетворювачі 3 (матеріал без дефекту); 12, 13 – відповідно наскрізний і відбитий від протилежної поверхні об'єкта контролю інформаційні сигнали при наявності дефекту матеріалу

Ехо-тіньовий метод заснований на аналізі як наскрізних, так і відбитих коливань (рис. 3.8).

Суттєвою відмінністю цього методу є використання для реалізації контролю трьох п'єзоелектричних перетворювачів. Один з них є випромінюючим, а два інших – прийомними. Причому, один із прийомних п'єзоелектричних перетворювачів

розташовують на одній площині об'єкта контролю з випромінюючим, а другий – на протилежній.

За аналогією з попереднім розглянутим методом контролю, в якості умовно називаних основних перетворювачів використовують сполучений приймально-передавальний п'єзоелектричний перетворювач (рис. 3.8, поз. 3).

У результаті такої побудови схеми контролю забезпечується фіксування двох інформаційних сигналів. Перший – сигнал, що сформувався внаслідок відбиття від дефекту структури матеріалу, і другий – наскрізний сигнал, який пройшов через цей дефект.

Імпедансний метод заснований на аналізі акустичного імпедансу ділянки поверхні контрольованого об'єкта, що безпосередньо залежить від фізико-механічних характеристик матеріалу об'єкта контролю. Оскільки з поверхнею об'єкта контролю взаємодіє п'єзоелектричний перетворювач, то в результаті цього змінюється його механічне навантаження [15, 72]. Узагальнено можна сказати, що в цьому випадку змінюються і його фізико-електричні характеристики. Як наслідок – зміна цих характеристик відбивається на параметрах інформаційного сигналу. За їхньою зміною і виконують контроль якості досліджуваного матеріалу, визначають наявність чи відсутність дефектів.

Метод фіксує з достатнім ступенем надійності структурні дефекти матеріалу, що розташовані в безпосередній близькості від поверхні контрольованого об'єкта. При реалізації цього методу введення пружних коливань може виконуватися безпосереднім контактом «досліджуваний об'єкт – п'єзоелектричний перетворювач» або через додатковий проміжний конструктивний елемент, на якому закріплюються п'єзоелектричні перетворювачі (рис. 3.9, поз. 3).

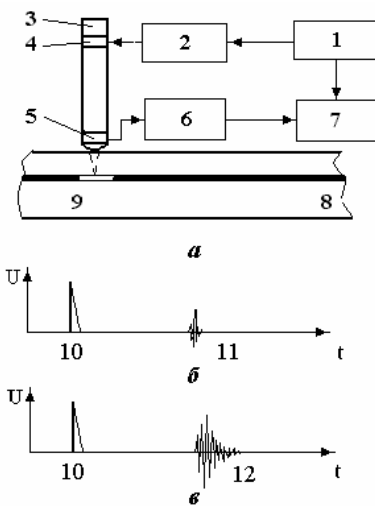


Рис. 3.9 - Структурна схема (а) і типові часові діаграми (б, в) пристрою для реалізації ультразвукового низькочастотного імпедансного методу контролю якості:
 1 – синхронізатор; 2 – генератор зондувальних сигналів;
 3 – механічний трансформатор;
 4 – п'єзоелектричний випромінювач;
 5 – п'єзоелектричний приймач;
 6 – підсилювач інформаційного сигналу; 7 – осцилографічний індикатор; 8 – контрольований об'єкт; 9 – дефект структури матеріалу об'єкта контролю;
 10 – зондувальний імпульс;
 11 – інформаційний сигнал при відсутності дефекту матеріалу;
 12 – інформаційний сигнал при наявності дефекту матеріалу

У практиці неруйнівного контролю якості, дефектоскопії матеріалів використовують два різновиди цього методу – низькочастотний і високочастотний. У *низькочастотному* імпедансному методі використовують частоти випромінювання до 100 кГц, а у *високочастотному* – вище 100 кГц.

У *низькочастотному* імпедансному ультразвуковому методі контролю якості використовують опосередковане введення пружних коливань у матеріал досліджуваного виробу. Для цього застосовується проміжний механічний ультразвуковий трансформатор (рис. 3.9, поз. 3), на якому закріплюються випромінюючий (рис. 3.9, поз. 4) і прийомний (рис. 3.9, поз. 5) перетворювачі.

Наявність дефекту структури матеріалу досліджуваного об'єкта, наприклад, у вигляді його розшарування, зменшує його механічний імпеданс у місці контролю. У результаті цього змінюється режим коливань механічного трансформатора

(зменшуються механічні напруження), що відбивається на вихідних характеристиках прийомного п'єзоелектричного перетворювача.

У високочастотному імпедансному ультразвуковому методі контролю якості виробляється безпосереднє введення пружних хвиль. Причому, як правило, використовується сполучений прийомно-передавальний п'єзоелектричний перетворювач (рис. 3. 10).

Фізико-механічні умови генерування зондувального сигналу в такому методі також залежать від акустичного імпедансу ділянки поверхні об'єкта контролю, на якому встановлений п'єзоелектричний перетворювач.

3.5. Пасивні неруйнівні методи контролю і діагностики, засновані на аналізі характеристик пружних коливань

У цій групі логічним є виділення методів, що відрізняються фізикою процесу порушення коливань пружної хвилі в об'єкті контролю і методів, різних у плані постановки й реалізації задачі дослідження [17, 18].

Внаслідок такого підходу ці методи розділяють на *методи інтегральної оцінки* фізико-механічних властивостей матеріалів і *методи локальної оцінки* фізико-механічних властивостей, які визначають на окремих ділянках об'єкта контролю.

При використанні цієї групи методів є можливість вимірювання комплексу характеристик: частоти вільних коливань з максимальною амплітудою; резонансних частот змущених коливань, що дещо відрізняються від частоти вільних коливань через механічний зв'язок у системі «об'єкт контролю – випромінюючий перетворювач пружних коливань»; амплітудно-частотної характеристики (АЧХ).

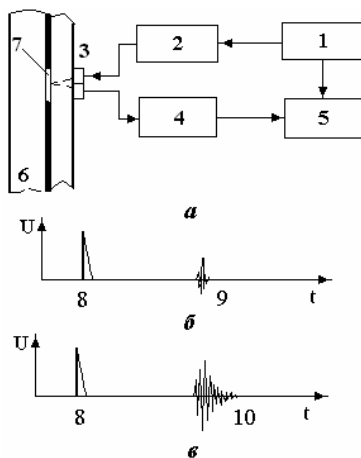


Рис. 3.10 – Структурна схема (а) і типові часові діаграми (б, в) пристрою для реалізації ультразвукового височастотного імпедансного методу контролю якості:

1 – синхронізатор;
 2 – генератор зондувальних імпульсів;
 3 – сполучений прийомно-передавальний п'єзоелектричний перетворювач, 4 – підсилювач інформаційного сигналу;
 5 – осцилографічний індикатор;
 6 – об'єкт контролю; 7 – дефект структури матеріалу об'єкта контролю; 8 – зондувальний імпульс; 9 – інформаційний сигнал при відсутності дефекту матеріалу; 10 – інформаційний сигнал при наявності дефекту в матеріалі

Можуть контролюватися також і величини, пов'язані з загасанням ряду параметрів коливань пружної хвилі, – амплітуда вільних чи резонансних коливань, добротність коливань, ширина резонансного піка та ін. [7, 17, 42, 72].

Реалізація методів інтегральної оцінки фізико-механічних властивостей матеріалів допускає збудження вільних або змушених коливань у всьому досліджуваному об'єкті. Вільні коливання збуджують за допомогою імпульсного механічного чи електромеханічного зовнішнього впливу (удару) на об'єкт дослідження.

Різновидом цих методів є *метод хвилі удару*, та *метод вібродіагностики*.

В методі хвилі удару імпульсна ударна хвиля збуджується спеціальним механічним пристроєм (рис. 3.11).

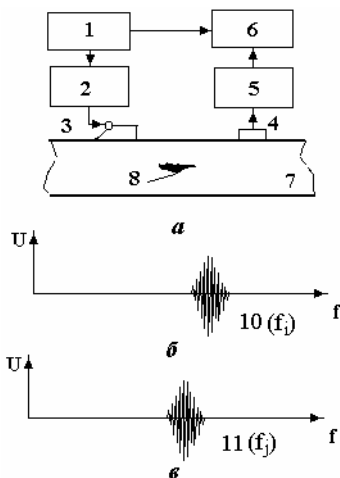


Рис. 3.11 - Структурна схема (а) і типові часові діаграми (б, в) пристрою для реалізації методу хвилі удару:

1 – синхронізатор; 2 – імпульсний підсилювач потужності;
3 – імпульсний ударний пристрій;
4 – прийомний п'єзоелектричний перетворювач;
5 – підсилювач інформаційного сигналу;
6 – аналізатор спектра (вимірник резонансної частоти);
7 – об'єкт контролю;
8 – дефект структури матеріалу об'єкта контролю;
9 – інформаційний сигнал резонансної частоти f_i при відсутності дефекту в матеріалі;
10 – інформаційний сигнал резонансної частоти f_j при наявності дефекту в матеріалі

У результаті цього в об'єкті контролю збуджуються пружні коливання, що характеризуються широким спектром частот.

При застосуванні методу вібродіагностики як інформаційний сигнал використовують пружні коливання, що виникають у процесі технологічних циклів (наприклад, згорання паливної суміші в двигунах внутрішнього згорання, роботи кінематичних вузлів та ін.).

Інтегральний метод змушених коливань полягає в порушенні пружних коливань у досліджуваному виробі за допомогою впливу на нього сигналу від електромеханічного чи п'єзоелектричного випромінюючого перетворювача (рис. 3.12).

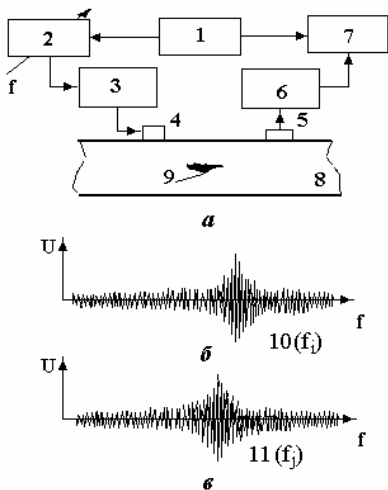


Рис. 3.12 – Структурна схема (а) і типові часові діаграми (б, в) пристрою для реалізації інтегрального методу змушених коливань:

1 – синхронізатор; 2 – генератор з частотою, що змінюється; 3 – підсилювач потужності; 4 – випромінюючий п'єзоелектричний перетворювач; 5 – прийомний п'єзоелектричний перетворювач; 6 – широкополосний підсилювач; 7 – аналізатор спектра (вимірник резонансної частоти); 8 – об'єкт контролю; 9 – дефект структури матеріалу об'єкта контролю; 10 – інформаційний сигнал резонансної частоти f_i при відсутності дефекту в матеріалі; 11 – інформаційний сигнал резонансної частоти f_j при наявності дефекту в матеріалі

Таким чином, для реалізації цього методу неруйнівного контролю якості необхідний безпосередній постійний зв'язок «об'єкт дослідження – випромінюючий перетворювач». При цьому збудження пружних коливань у досліджуваному виробі виконується безупинно. Залежно від задачі дослідження, переліку необхідних контрольованих характеристик, частота випромінювання може бути постійною чи змінюватися у визначеному діапазоні.

У ряді випадків використовують *інтегральний метод змушених коливань*, який полягає в аналізі коливань системи «об'єкт контролю – випромінюючий перетворювач» при резонансних частотах.

Фактично цей метод близький до методу хвилі удару, однак, інтерпретація отриманих даних контролю в цьому разі ускладнюється через створення додаткової механічної системи «об'єкт контролю – випромінюючий перетворювач». Ця система має свою амплітудно-частотну характеристику, параметри якої відрізняються від АЧХ об'єкта контролю. При дослідженнях параметри АЧХ додаткової системи накладаються на АЧХ об'єкта контролю, тим самим зумовлюючи так називаний маскуючий ефект.

У зв'язку з цим, при реалізації цього методу контролю якості необхідною умовою є ретельне дослідження як АЧХ системи «об'єкт контролю – випромінюючий перетворювач», так і ефекту її впливу на АЧХ досліджуваного об'єкта.

Метод локальних змушених коливань полягає у збудженні пружних коливань у деякому обмеженому об'ємі об'єкта контролю (рис. 3.13) [72]. У цьому випадку для випромінювання коливань застосовують генератори невисокої потужності, з частотою, що змінюється.

Збудження пружних коливань у досліджуваному матеріалі та прийом інформаційного сигналу здійснюють у більшості випадків сполученим прийомно-передавальним п'єзоелектричним перетворювачем.

Аналогічно методу інтегральних змушених коливань у процесі дослідження фіксують резонансні частоти, за якими визначають наявність дефектів структури матеріалу об'єкта контролю.

Метод акустичної емісії також відноситься до категорії пасивних методів ультразвукового неруйнівного контролю якості. Явище акустичної емісії полягає у випромінюванні пружних коливань матеріалом об'єкта контролю в результаті природної внутрішньої динамічної локальної перебудови його

структури. Цей процес проявляється, наприклад, при виникненні й розвиненні тріщин, формуванні кристалічної структури матеріалу.

Для реалізації цього методу контролю, залежно від постановки задачі, використовують один чи декілька прийомних ультразвукових п'єзоелектричних перетворювачів (рис. 3.14) [72]. У структурі таких контрольно-вимірювальних системи поряд зі стандартними блоками вимірювання амплітуди, проміжку часу між інформаційними сигналами, які надходять на п'єзоелектричні перетворювачі, як правило, використовують аналізатори спектру інформаційних сигналів та ПЕОМ для одержання повної інформації з формування або зміни структури досліджуваного матеріалу в зразку, виробі чи механізмі.

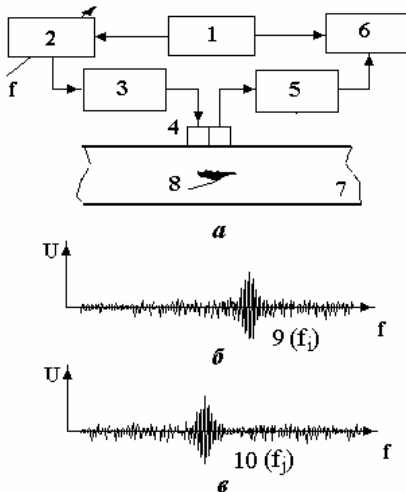


Рис. 3.13 – Структурна схема (а) і типові часові діаграми (б, в) пристрою для реалізації методу локальних змуснених коливань:

1 – синхронізатор;
2 – генератор з частотою, що змінюється;
3 – підсилювач потужності;
4 – сполучений прийомно-передавальний п'єзоелектричний перетворювач;
5 – широкополосний підсилювач;
6 – аналізатор спектра (вимірник резонансної частоти);
7 – об'єкт контролю; 8 – дефект структури матеріалу об'єкта контролю; 9 – інформаційний сигнал резонансної частоти f_i при відсутності дефекту матеріалу; 10 – інформаційний сигнал резонансної частоти f_j при наявності дефекту матеріалу

При проведенні контролю досліджуються амплітуда, інтенсивність, спектральні характеристики інформаційних сигналів, кількість та послідовність імпульсів акустичної емісії.

Необхідною умовою для проведення контролю з достатнім рівнем вірогідності в цьому разі є виключення зовнішніх механічних та електромагнітних наведень: вібраційних, акустичних, ультразвукових впливів на об'єкт контролю і п'єзоелектричні перетворювачі.

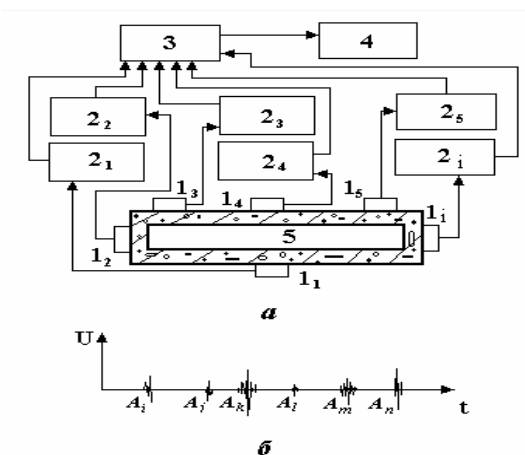


Рис. 3.14 – Структурна схема (а) і типова часова діаграма (б) пристрою для реалізації методу акустичної емісії з декількома прийомними перетворювачами:

$1_1 - 1_i$ – прийомні ультразвукові п'єзоелектричні перетворювачі;

$2_1 - 2_i$ – підсилювачі сигналів акустичної емісії; 3 – мікшерний пристрій; 4 – блок обробки результатів вимірів; 5 – об'єкт контролю; A_q – сигнали пасивної акустичної емісії, що надходять від прийомних ультразвукових п'єзоелектричних перетворювачів

У зв'язку з такими особливостями проведення досліджень, метод пасивної акустичної емісії використовується, в більшості випадків, тільки в спеціалізованих лабораторних умовах, які виключають перераховані вище зовнішні наведення на об'єкт контролю. Реалізація цього методу для проведення контролю у виробничих умовах, для натурних експериментів потребує значного ускладнення контрольно-виміральної апаратури, яке, в свою чергу, пов'язане з досить суттєвими економічними затратами.

Для одержання результатів потрібної вірогідності та точності використовують блоки фільтрів, спеціалізовані п'єзоелектричні перетворювачі та підсилювачі інформаційних сигналів.

У зв'язку з вище викладеним, цей метод неруйнівного контролю застосовується для дослідження відповідальних конструкційних матеріалів і елементів, до яких ставляться підвищені вимоги до надійності в процесі їхньої експлуатації.

Розробка таких методів обумовлена, з одного боку, об'єктивною необхідністю удосконалювання процесу діагностики експлуатованих конструкційних елементів, дослідження властивостей нових матеріалів і, з іншого боку, – підвищенням вимог до точності й надійності результатів контролю.

Метод вібродіагностики. У разі використання цього методу для діагностики, дослідження стану механічних систем, основую є наступне. Процеси, що протікають при роботі двигунів внутрішнього згорання, кінематичних агрегатів, вузлів механічних систем і т. п.) генерують пружні коливання, що проявляються у вигляді вібрації і шуму. Окремі характеристики цих коливань залежать від ряду фізико-механічних характеристик вказаних об'єктів. З цього слідує, що такі сигнали, при відповідних умовах прийому, обробки, можуть являтися інформаційними, і бути використаними з метою контролю і діагностики [42, 44. 72]. Докладний аналіз цього методу контролю й діагностики наведений у Р. 4.

Висновки

Розвиток наукових напрямків в області неруйнівних методів контролю й діагностики, заснованих на виявленні взаємозв'язку «параметр пружних коливань – характеристика об'єкта контролю – вплив на здоров'я працюючого», продиктовані вимогами сьогодення.

Сучасний рівень розвитку інформаційних і комп'ютерних технологій, інформаційних систем, у тому числі й у області діагностики стану механічних систем (блоків, вузлів, агрегатів автомобільного транспорту, машин, механізмів) дозволяє зробити висновок про реальну можливість поширення одержаних наукових результатів на вирішення завдання збереження здоров'я працюючих в розглядуваній сфері господарської діяльності за рахунок зниження рівня професійних захворювань, в особливості – вібраційної хвороби.

З іншої позиції, впровадження нових технологій, використання більш інтенсивних режимів в машинах, вузлах, механізмах ДВЗ викликають необхідність у розробці нових матеріалів, композицій на їх основі. Такі матеріали використовуються при різних температурних умовах, знакоперемінних навантаженнях, що впливають на їхні технологічні властивості. Це викликає потребу у розв'язанні завдань дослідження таких матеріалів для забезпечення необхідних фізико-механічних властивостей. Ця задача також може бути розв'язана за допомогою розглянутих і проаналізованих методів контролю.

Виходячи з вище викладеного слідуює, що розробка, вдосконалення методів неруйнівного контролю і діагностики, що базуються на аналізі характеристик пружних коливань, на дійсний період часу є актуальною задачею.

Розділ 4. _____

ДОСЛІДЖЕННЯ СТАНУ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ У ДИНАМІЧНОМУ РЕЖИМІ МЕТОДОМ ПАСИВНОЇ ВІБРОАКУСТИЧНОЇ ДІАГНОСТИКИ

4.1. Основні положення технічної діагностики як прикладної науки

Визначення ступеня безпеки функціонування механічних систем, до яких відносяться вузли і системи автомобільного транспорту, самохідних машин і механізмів, тракторів (об'єктів), надійності їх функціонування, прогнозування відмов можна здійснити з використанням *технічної діагностики* – науки про розпізнавання стану технічних систем. Призначенням цієї науки є вирішення широкого кола проблем, пов'язаних з одержанням та оцінкою діагностичної інформації про стан як окремих вузлів, складових, так і антропогенної системи в цілому, прогнозування часу відмов її функціонування [28, 27, 30].

У цьому розділі книги розглядається прикладна частина технічної діагностики, що відноситься до визначення стану механічних систем, які працюють у динамічному режимі.

Виходячи з визначення технічної діагностики виділяється два взаємозв'язаних напрямки розробок, що формують структуру її практичної реалізації у вигляді контрольно-вимірювальної системи [30, 72].

Першим напрямком розробок, що забезпечують вирішення поставлених завдань, є забезпечення одержання достатнього обсягу інформації про ступінь надійності складових елементів, блоків, вузлів і системи в цілому в процесі її експлуатації у необхідний момент часу. Вирішення цього кола завдань здійснюється на основі *теорії контролюездатності*.

Другим напрямком у розробці структури контрольно-вимірювальної системи діагностики є забезпечення достовірної інформації про стан контролюваного об'єкта (системи), його складових елементів, блоків, вузлів і об'єкта контролю в цілому. Цей напрямок реалізується з залученням теорії розпізнавання образів.

Розглянемо більш докладно суть теорій контролездатності та розпізнавання образів.

Теорія контролездатності включає в себе наступні елементи:

- методологію визначення обсягу необхідної та достатньої інформації для діагностики механічної системи;
- розробку методів і засобів одержання діагностичної інформації;
- реалізацію розробок у вигляді контрольно-вимірювальних приладів та систем діагностики стану досліджуваних механічних систем;
- методи визначення несправностей системи.

Теорія розпізнавання дозволяє визначити стан конкретного типу механічної системи на основі комплексу даних, одержуваних при реалізації на ній положень теорії контролездатності.

У свою чергу, теорія розпізнавання включає такі наступні етапи:

- розробку діагностичних моделей (методів обробки інформації, яка надходить від контрольно-вимірювальної системи);
- укладання правил вирішення моделей стану технічної системи в кожний момент часу на основі характеристик, слідкування за якими здійснює контрольно-вимірювальна система діагностики;
- розробку алгоритмів прогнозування і розпізнавання стану

механічної системи в конкретний момент часу.

Суть технічної діагностики представлена у вигляді структурної схеми (рис. 4.1).

Розглянемо суть кожної складової частини обох теорій і способи вирішення завдань технічної діагностики при визначенні надійності й прогнозування відмов механічних систем.



Рис. 4.1 – Структура технічної діагностики

Мінімізація інформації – це вирішення завдань з визначення необхідної і достатньої інформації для оцінки стану системи в конкретний (будь-який) момент часу. Цей етап реалізують на основі методів моделювання (фізичного, математичного), а також апіорної інформації про залежність надійності функціонування механічної системи від значення конкретних її характеристик (параметрів) у даний момент часу [27, 72]. Методи моделювання можуть базуватися як на апіорній інформації, що виявляється при вивченні функціонування аналогічних систем, так і на експериментальних даних, які одержують на етапі дослідження розробленої системи.

Одним з розповсюджених методів моделювання на даний час є метод планування експерименту, згідно з яким розробляються експериментально-статистичні моделі потрібних залежностей [72]. Суть цього методу в розглядуваному випадку полягає у встановленні залежності рівня надійності функціонування механічної системи від значення одиночного конкретного параметра чи характеристики системи та сполучення таких параметрів і характеристик. Фактично цей метод полягає у формалізації вказаних взаємозв'язків і подання їх у загальному вигляді таким математичним виразом:

$$P_{\text{сист}} = F(x_1, x_2, x_3, \dots x_n), \quad (4.1)$$

де $x_1, x_2, x_3, \dots x_n$ – параметри й характеристики антропогенної системи.

Важливим моментом розглядуваного методу розробки експериментально-статистичної моделі є можливість визначення ваги (значущості) обраних параметрів антропогенної системи, тобто ступеня впливу конкретного параметру, його відхилення від номінального значення на надійність її функціонування. Таким чином забезпечується мінімізація кількості вхідних характеристик, параметрів механічної системи, тобто визначення необхідної та достатньої кількості вимірюваних параметрів.

Для вирішення цього завдання використовують ряд так званих планів проведення експерименту для побудови потрібної математичної моделі. Існують плани Бокса-Уілсона, Юнга, Бокса, Хантера, Шеффе та ін. Ці плани відрізняються постановкою задачі, призначенням, але фактично в основі мають один і той же принцип формування математичної моделі. Цей принцип полягає в експериментальній зміні за спеціальним алгоритмом значення одного або кількох параметрів (x_n) досліджуваної системи

(у нашому випадку в умовах її функціонування або на фізичній моделі системи) і фіксації змін вихідних параметрів системи, що є показниками її надійності (P).

Зміну значення кожного або групи параметрів проводять за так званою матрицею планування, яка є індивідуальною для кожного з виду планів.

Приклад однієї з матриць планування для двох змінних параметрів (x_1 , та x_2) антропогенної системи наведений у табл. 4.1. Модель шуканої залежності в цьому разі подається у вигляді рівняння регресії другого ступеня такого вигляду:

$$P = b_0 + b_1 \cdot x_1 + b_2 \cdot x_2 + b_{11} \cdot x_1^2 + b_{22} \cdot x_2^2 + b_{12} \cdot x_1 \cdot x_2, \quad (4.2)$$

де b_i , b_{ij} – коефіцієнти впливу параметрів, характеристик досліджуваної системи та їх сполучення на показник надійності P .

Коефіцієнти впливу наведеної математичної моделі визначають за такими формулами:

$$b_0 = \frac{\sum_{i=1}^N y_i}{N}; \quad b_j = \frac{2}{N} \sum_{i=1}^N x_{ij} \cdot y_j, \quad (4.3)$$

де N – кількість експериментів у кожному досліді.

Наступним етапом обробки одержаних даних є обчислення дисперсії відтворювання $S_{\text{вдт}}$ (4.4, 4.5). При цьому перевіряють адекватність рівняння за R -критерієм (критерій Фішера), обчислюють дисперсію коефіцієнтів рівняння, кількість значущих коефіцієнтів рівняння за критерієм Стюдента:

$$S_{\text{осм}}^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (Y_i - \hat{Y}_i)^2}{N - l}; \quad (4.4)$$

$$F = \frac{S_{\text{осм}}^2}{S_{\text{вдм}}^2} < F_{\text{табл}}(f_1, f_2), \quad (4.5)$$

де $f_1 = N - l$ – кількість ступенів свободи; f_2 – кількість ступенів свободи дисперсії відтворення; N – кількість експериментів; l – кількість значущих коефіцієнтів.

Значущість коефіцієнтів обчислюють за вира

$$t = 0,05(f_2) < f_i = b_i / S \cdot b_i, \quad (4.6)$$

$$\text{де } S_{bi} = \frac{S_{\text{відм}}^2}{\sum_{i=1}^0 x_{ij}^2}.$$

У результаті такої обробки даних визначають значущі коефіцієнти і, як наслідок, – перелік значущих параметрів, які вагомо впливають на надійність технічної системи. При цьому величина коефіцієнта при кожному параметрі чи їх сполученні вказує на ступінь впливу одного коефіцієнта або їх сполучення на надійність технічної системи.

Таблиця 4.1 – Матриця планування експерименту для двох змінних параметрів (характеристик) антропогенної системи

Номер експерименту	x_0	x_1	x_2	$x_1 \cdot x_2$	x_1^2	x_2^2
1	1	+ 1	+ 1	+ 1	+ 1	+ 1
2	1	+ 1	- 1	- 1	+ 1	+ 1
3	1	- 1	- 1	+ 1	+ 1	+ 1
4	1	- 1	+ 1	- 1	+ 1	+ 1
5	1	+ α	0	0	+ α^2	0
6	1	- α	0	0	+ α^2	0
7	1	0	+ α	0	0	+ α^2
8	1	0	- α	0	0	+ α^2
9	1	0	0	0	0	0

Фактично цей етап обробки даних дає змогу виявити перелік характеристик (параметрів) технічної системи, які необхідно контролювати в процесі її функціонування, тобто мінімізує обсяг необхідної інформації для вирішення завдань технічної діагностики.

Розроблена математична модель залежності надійності технічної системи від її параметрів (характеристик) дозволяє перейти до аналізу проблем наступної складової системи технічної діагностики – вибору методу одержання необхідної інформації.

Як показує практика, поряд з прямими вимірюваннями параметрів технічної системи, наприклад відхиленням напруги, опором фаз, струмом навантаження, температурою протікання технологічних процесів, можуть виникати завдання, вирішення яких потребує застосування так званих неруйнівних непрямих методів контролю. До таких завдань відносяться, наприклад, вимірювання магнітних потоків, дослідження стану залізобетонних і металевих конструкцій, контроль стану механічних систем у динамічному режимі та ін.

Вирішення таких завдань здійснюють на основі неруйнівних методів контролю, які дозволяють проводити багатократні вимірювання електричних, електромагнітних, фізико-механічних параметрів на основі непрямих вимірювань (Р. 2, 3).

Розглянемо другу складову технічної діагностики – *теорію розпізнавання образів*.

Завдання теорії розпізнавання образів вирішують з використання математичних моделей, розроблюваних на етапі формування структури контрольно-вимірювальних систем технічної діагностики. При цьому математична модель піддається серії обчислювань з паралельним експериментом на досліджуваній технічній системі або її фізичній моделі з метою уточнення межових значень показника надійності. Таким чином забезпечується вирішення завдань етапу розробки *правил*

вирішення стану технічної системи за конкретними значеннями її параметрів.

Наступним етапом розробки системи технічної діагностики є складання алгоритмів прогнозування та розпізнавання стану технічної системи. Як правило, алгоритми повинні розроблятися з урахуванням забезпечення роботи програмних засобів у реальному масштабі часу. Особливу увагу при складанні програми для ЕОМ необхідно приділяти вирішенню завдань прогнозування стану системи за поточними значеннями її параметрів.

Приклад побудови контрольно-вимірювальної системи технічної діагностики наведено на рис. 4.2.

Процес контролю полягає в наступному. Як було описано вище, на базі інформації, одержаної на етапі моделювання, визначають перелік параметрів, які необхідно контролювати в досліджуваній системі. На основі аналізу фізичної суті цих параметрів вибирають методи неруйнівного контролю, які зможуть забезпечити інформацією необхідної точності й вірогідності. Далі вибирають існуючі або проектують необхідні контрольно-вимірювальні прилади, в яких використовуються такі методи неруйнівного контролю. Вхідними пристроями таких приладів є датчики ($Дк_i$). Інформація від датчиків подається на відповідні блоки вимірювальних перетворювачів ($ВП_i$), які забезпечують подачу сигналів потрібних електричних параметрів через інтерфейс на вхід ЕОМ.

Установлення послідовності й періодичності подавання даних про значення конкретного параметру системи (інформації від конкретного датчика) на вхід ЕОМ забезпечується спеціалізованою програмою. Для кожного з контрольованих параметрів антропогенної системи апіорно чи шляхом моделювання (математичного або фізичного) встановлене граничне значення, яке є граничним для заданого рівня надійності (P_r) функціонування антропогенної системи.



Рис. 4.2 – Функціональна схема контрольно-вимірювальної системи технічної діагностики

Для забезпечення можливості поточного аналізу роботи системи, прогнозування її стану і з метою документації даних проміжні значення контрольованих параметрів системи фіксуються принтером.

У теоретичних розробках технічної діагностики й на практиці застосовують два основних підходи до вирішення задачі розпізнавання стану механічної системи – *імовірнісний* (статичний) та *детерміністський*.

Постановка задачі при *імовірнісних методах* така. Є система, що знаходиться в одному з N випадкових станів D_i . Відома сукупність параметрів k_i , кожний з яких з певною імовірністю характеризує стан системи. Складання правила вирішення у цьому випадку полягає у визначенні сукупності конкретних значень різних параметрів $k_1^*, k_2^*, \dots, k_i^*$, яка характеризувала б один з можливих станів (діагнозів) досліджуваної системи. У процесі розробки правила вирішення, визначення переліку й

значень параметрів k_m^* , k_n^* , ..., k_j^* обов'язково оцінюють вірогідність прийнятого і ступінь ризику фіксування як доцільний – помилкового рішення.

При використанні *детерміністських* методів розпізнавання стану системи, як правило, задачу формулюють на геометричній мові. При цьому припускається, що коли система характери-

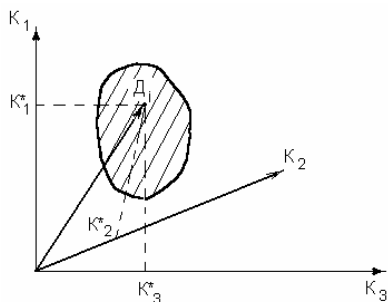


Рис. 4.3 – Геометрична інтерпретація визначення стану D_i антропогенної системи за трьома контрольованими параметрами K_i на сонові детерміністських методів розпізнавання

зується γ -мірним вектором X (де γ – кількість контрольованих параметрів), то будь-який стан системи відтворюється у вигляді точки в γ -мірному просторі параметрів. Таким чином діагноз (стан) системи D_i відповідає деякій області розглядуваного простору ознак, а завдання технічної діагностики зводиться до поділу простору параметрів

на області діагнозів D_i (рис. 4.3).

На практиці більше використовуються імовірнісні методи, але вони потребують значно більшого обсягу попередньої (вхідної) інформації.

Детерміністські підходи коротше описують суттєві сторони процесу розпізнавання стану системи, менше залежать від надмірної інформації.

Основними методами, що використовуються при імовірнісному принципі вирішення завдань, є метод Байєса, метод послідовного аналізу та статистичні методи.

При детерміністському підході в основному застосовують лінійні методи поділу параметрів в просторі, метод потенціалів та ін.

Слід зазначити, що на сьогодні завдання створення систем діагностики є надзвичайно актуальним у всьому світі. Вирішення цього завдання, як правило, є складним і економічно вагомим.

Викладені вище загальні принципи технічної діагностики використовуються і при визначенні стану механічних систем, що характеризуються динамічним режимом функціонування. Для цього напрямку діагностики характерне використання віброакустичної діагностики. Застосування методів віброакустичної діагностики є розвинутим напрямком у визначенні стану механічних систем у динамічному режимі чи їх окремих кінематичних вузлів. Серед цих методів найбільш широко застосовують методи пасивної діагностики.

Сутність методу, який використовують для дослідження механічних систем у динамічному режимі, полягає в наступному. Процеси, що протікають при роботі кінематичних вузлів механічних систем – двигунів внутрішнього згоряння, електродвигунів і т. п., є джерелом пружних коливань, що проявляються у вигляді вібрації і шуму. Так, у поршневому двигуні внутрішнього згоряння такі коливання формуються шатунно-кривошипним механізмом, паливоподавальною системою, клапанно-розподільним механізмом, процесом згоряння, системами впуску горючої суміші й випуску відпрацьованих газів, а також іншими допоміжними механізмами й приводами. Ці коливання характеризуються достатнім рівнем та інтенсивністю для вимірювання і відтворюють у своїх значеннях фізико-механічні й технічні характеристики кінематичних вузлів та процесів. Такі коливання мають конкретні значення параметрів, таких як частота, амплітуда, віброшвидкість та ін. при нормальному стані кінематичних вузлів механічної системи. Значення параметрів змінюються з появою дефектів у кінематичних парах. Таким чином, на основі таких фізичних явищ можливе дослідження

стану механічної системи методом пасивної віброакустичної діагностики.

Як виходить з викладеного, цей метод полягає в перетворенні пружних вібраційних коливань, що генеруються кінематичними вузлами, у відповідні електричні сигнали з наступним вимірюванням і аналізом їх амплітудно-частотних характеристик. Як правило, перетворення механічних пружних коливань у відповідні їм електричні сигнали виконують із застосуванням п'єзоелектричних перетворювачів.

Таким чином, сутність пасивної віброакустичної діагностики машин і механізмів полягає в оцінці параметрів технічного стану об'єкта діагностування без його розбирання в робочих умовах за характеристиками віброакустичних коливань, що є похідними процесів тертя, співударяння частин, вузлів та ін., що супроводжують його функціонування.

Призначенням віброакустичної діагностики є оцінка ступеня відхилення технічних характеристик механічної системи чи окремих її вузлів від нормативних значень за непрямыми ознаками, а саме за зміною параметрів віброакустичних процесів у механізмі, що залежать від характеру механічної взаємодії комплектуючих його вузлів і деталей.

4.2. Фізичні основи методу пасивної віброакустичної діагностики

Частота дії (Гц) збуджуваної сили, що призводить до виникнення вібрації в механічній динамічній системі, наприклад, у двигуні внутрішнього згоряння, визначається з використанням виразу

$$f = \frac{i \cdot k' \cdot g \cdot n}{60},$$

де i – сумарне передатне відношення; k' – кратність дії збуджувальної сили; g – порядок гармонійних складових; n – частота обертання колінчастого вала.

З аналізу вищенаведеного виразу виходить, що знаючи частоту дії збуджувальної сили кінематичної пари, можна визначити джерело віброімпульсів за часовою реалізацією вібрації з конкретними характеристиками в загальному спектрі. Таким чином, для розшифровки осцилограм і спектрограм вібрацій механізмів об'єкта діагностування необхідно знати базові частотні характеристики пружних коливань співударюваних деталей досліджуваних механізмів. У загальному вигляді частота власних коливань (f) деякої деталі визначається як:

$$f = \sqrt{\frac{dy^2}{dt^2}} / y.$$

Рівняння показує, що для обчислення частоти пружних коливань необхідно знати прискорення dy^2/dt^2 , яке можна визначити в будь-якому елементі деталі при заданому прогині (y) [2 – 4, 20]. Послідовно інтегруючи наведений вираз одержують формулу для визначення власної частоти коливань деталі з урахуванням твердості матеріалів і їх розмірів:

$$f = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{\alpha^2}{l^2} \sqrt{\frac{E \cdot I}{m}}, \quad (4.7)$$

де m – погонна маса деталі (розглянутої як балка); $E \cdot I$ – твердість балки на вигин.

Розрахунок власних частот вигинних коливань деталей механічної системи виконують за формулою (4.7). Так,

наприклад, підставивши в неї параметри гільзи циліндра, одержимо таку формулу для визначення частоти пружних коливань цього елемента двигуна:

$$f = 0,563 \frac{\alpha^2 \cdot d}{l^2} \sqrt{\frac{E}{\rho} \sqrt{1 + \left(\frac{\sigma}{d_{cp}} \right)^2}}, \quad (4.8)$$

де l – довжина гільзи; d_{cp} – середній діаметр; σ – товщина гільзи; ρ – щільність матеріалу; d – діаметр циліндра.

Як приклад, власна частота коливань гільз циліндрів тракторних двигунів, підрахована за формулою (4.8) лежить у межах 1,8...4 кГц.

Таким чином, знаючи параметри деталей, що є складовими механічної системи як джерела пружних коливань, можна обчислити їх частоти вібраційних коливань. Це важливо при вібродіагностиці всієї механічної системи, так як дозволяє на етапі постановки задачі визначити частотні діапазони вібрацій, що будуть генеруватися її конкретним вузлом.

4.3. Формування вібрації в механічних системах при їх динамічному режимі

Найбільш важливими, з погляду віброакустичної діагностики, є пружні коливання від зіткнень сполучених деталей [4. 44, 72]. Змінність навантаження і напрямку діючих сил в елементах механізмів, при наявності між сполученими деталями зазорів, призводить до ударів, що викликає вібрацію як окремих деталей механізмів, так і всього двигуна. Наприклад, перекладка поршня з однієї сторони гільзи на іншу закінчується їх зіткненням і формуванням вібрації імпульсного характеру.

Величина силової взаємодії тіл за час їхнього зіткнення визначається імпульсом сили й збільшенням кількості руху при ударі, тобто

$$R = \int_t^{t+\Delta t} F(t) dt = mv - mv_0, \quad (4.9)$$

де $F(t)$ – миттєве значення сили; v_0 – швидкість руху деталі на початку удару; v – швидкість наприкінці удару; m – маса вдаряючої деталі.

Оскільки при вібродіагностиці розглядаються тільки удари, що призводять до пружних деформацій, то відносно до сполучень, що є в поршневих двигунах, вираз (4.9) можна подати у такому вигляді:

$$R = m \cdot v_0 \cdot (l \pm k),$$

де k – коефіцієнт відновлення швидкості при ударі.

Коефіцієнт k характеризує пружність співударюваних деталей і експериментально визначається за результатами вимірів висоти h падіння деталі і висоти відскоку h' після удару:

$$k = \frac{v'}{v} = \sqrt{\frac{h'}{h}}.$$

При пружному ударі коефіцієнт k залежить від форми співударюваних тіл, співвідношення мас і фізичних властивостей металів. Він характеризує втрачену при ударі кінетичну енергію. Удари, викликані раптовою зміною напрямку сили або силового імпульсу в сполучених деталях, що рухаються у двигуні з великою швидкістю, можна розглядати як

швидкісні імпульсні удари. Удари сполучених деталей механізмів викликають у співударюваних деталях деформацію і пружні коливання з відповідними амплітудами й частотами (рис. 4.4).

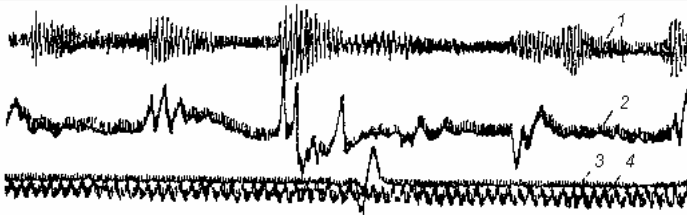


Рис. 4.4 – Осцилограма вібраційних процесів при прокручуванні двигуна:
 1 – прискорення вібрації; 2 – деформація гільзи циліндра;
 3 – оцінка верхньої мертвої точки (ВМТ); 4 – оцінка часу

Швидкість на початку удару v_0 співударюваних деталей є функцією декількох величин

$$v_0 = f(s, F, m_1, m_2, \omega, t_{\text{в}}, t_{\text{м}}), \quad (4.10)$$

де s – зазор у сполученнях деталей; F – сила, під дією якої відбувається їх зіткнення; m_1, m_2 – маси співударюваних деталей; ω – кутова швидкість обертання колінчастого вала; $t_{\text{в}}, t_{\text{м}}$ – відповідно температура води й масла в двигуні.

Для певної марки двигуна й заданого режиму роботи за умови, що маса й розміри деталей практично залишаються постійними, вираз (4.10) можна представити в наступному вигляді:

$$v_0 = A \cdot f(s).$$

Тоді відповідно імпульс сили при зіткненні деталей дорівнюватиме:

$$R = B \cdot f(v_0) = A \cdot B \cdot f(s), \quad (4.11)$$

де A і B – постійні коефіцієнти.

З виразу (4.11) видно, що імпульс сили R при зіткненні деталей кінематичної пари є функцією від величини зазору s . Кожна сполучена пара деталей механізму формує вібрації при зіткненні, як правило, імпульсного характеру з відповідною частотою наповнення імпульсу, що є власною частотою коливання кінематичної пари. Спектр ударних прискорень визначається як функція максимальних прискорень залежно від власних частот співударюваних деталей.

Таким чином, знаючи частоту перекладки деталей в будь-якій механічній системі, наприклад у механізмах двигуна, можна встановити моменти утворення імпульсів, енергія яких пропорційна ударному імпульсу R а, отже і зазору s . Чим більший зазор у сполучених деталях, тим далі переміщується вібраційний імпульс щодо опорної точки, наприклад верхньої мертвої точки (ВМТ) [4, 44]. Причому, пропорційно збільшенню зазору s зростає енергія й інтенсивність вібрації, викликаной зіткненням розглядуваного зчленування деталей.

4.4. Методи обробки інформації, одержаної при пасивній віброакустичній діагностиці механічних систем

Вібрації, формовані механізмами й сполученнями механічної системи, наприклад, двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ), можна розглядати, як випадковий процес, що оцінюється щільністю розподілу, математичним очікуванням, кореляційною функцією, спектральною щільністю й іншими статистичними характеристиками [5, 14, 15, 19, 33].

4.4.1. Оцінка щільності розподілу діагностичних параметрів

Дослідженнями встановлено, що розподіл віброакустичних параметрів ДВЗ як механічної системи підкоряється нормальному закону (закону Гауса):

$$f(X) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(X-m)^2}{2\sigma^2}},$$

де m – математичне очікування (центр розсіювання $M(X) = m$);
 σ – середнє квадратичне відхилення величини X ;
 σ^2 – дисперсія.

Найбільша ордината кривої розподілу обернено пропорційна δ . При збільшенні δ максимальна ордината зменшується. Так як площа кривої розподілу дорівнює одиниці, то при збільшенні δ крива розподілу стає більш плоскою.

Для нормального закону розподілу розсіювання укладається на ділянці $m \pm 3\sigma$. На рис. 4.5 наведені криві розподілу діагностичних параметрів.

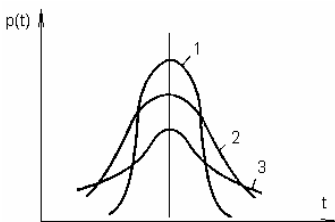


Рис. 4.5 – Криві нормального закону розподілу:

1 – параметри віброімпульсу, виділені за частотою й часом; 2 – рівень вібрації в активній смузі частот; 3 – загальний рівень вібрацій в області сполучення деталей

Слід зазначити, що застосування методів виділення діагностичного сигналу, вибору оптимальних зон для установки віброакустичних датчиків, сприятливого режиму роботи двигуна дозволяють зменшити розсіювання діагностичних параметрів.

4.4.2. Загальний рівень вібрації. Математичне очікування

Одним з найбільш простих віброакустичних параметрів є загальний рівень вібрації, реєстрований у діагностичних (дефектаційних) зонах механічної системи (блоку й механізмах двигуна). Для діагностики будь-якого механізму і вузла за загальним рівнем вібрації необхідно знати математичне очікування загального рівня вібрації, що відповідає двом його станам: початковому й гранично зношеному, при якому необхідно проводити ремонт.

Математичним очікуванням випадкової величини називається сума добутків усіх можливих значень випадкової величини (в розглядуваному випадку – загальний рівень вібрації в діагностичній зоні механізму, що визначають як середньостатистичне значення у двигунах даної марки) на ймовірності цих значень:

$$M(X) = \sum_{i=1}^n X_i \cdot P_i .$$

Основною характеристикою математичного очікування випадкової величини є середнє арифметичне спостереження значень випадкової величини:

$$M(X) = \frac{\sum_{i=1}^n X_i}{n} ,$$

де X_i – значення випадкової величини в i – му двигуні; n – число двигунів або однотипних механізмів.

При збільшенні числа дослідів (достатньо великої кількості однотипних механізмів) з початковим і граничним станами статистичне середнє наближається (сходиться за ймовірністю) до математичного очікування. Так, наприклад, дослідження

циліндрів 40 тракторних двигунів СМД–14, які надійшли в капітальний ремонт і вийшли з ремонту, показали, що середнє статистичне за загальним рівнем вібрації в області циліндрів має таке значення: для відремонтованих двигунів з зазорами в сполученнях «поршень – гільза» $s_1 = 0,18 \dots 0,22$ мм становить 5g; для гранично зношених з $s_1 = 0,6 \dots 0,64$ мм – 20g. Ці дані показують, що, знаючи середнє статистичне, можна визначити стан циліндрів двигуна за загальним рівнем вібрації.

4.4.3. Частотне виділення віброакустичного діагностичного сигналу

При дослідженні коливальних процесів у механічній системі розглядуваним методом віброприскорення інтенсивністю (X), що є похідною коливання і співударяння деталей, за допомогою п'єзоелектричного датчика перетворюється у відповідний електричний сигнал (I), тобто $X(t) = I(t)$. За допомогою спеціальної електронної віброакустичної апаратури (рис. 4.6) інформаційний сигнал, що надходить з п'єзоелектричного датчика у вигляді коливання струму $I(t)$, розкладається на складові пропорційно вимірюваному параметру $X(t)$.

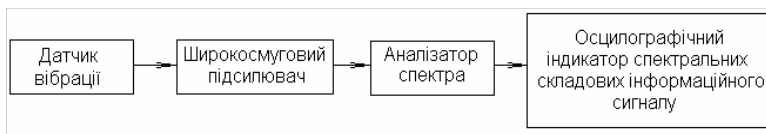


Рис. 4.6 – Структурна схема електронної віброакустичної апаратури для спектрального аналізу інформаційних сигналів

Складне коливання може бути представлене у вигляді нескінченного числа гармонійних складових:

$$X(t) = C_0 + \sum C_k \cos(k\omega_0 t - \varphi_k), \quad (4.12)$$

де C_k – складова виділеної смуги частот.

$$\left(C_k = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} X(t) e^{-j2\pi n \frac{t}{T}} dt \right).$$

Ряд Фур'є (4.12) представляє періодичну функцію як суму періодичних складових і застосовується для розкладання періодичних функцій з лінійчастим спектром.

Це розкладання можна застосувати й для випадку неперіодичної функції, що має суцільний спектр. При розгляді неперіодичної функції інтеграл Фур'є може бути отриманий як граничний випадок періодичної функції при періоді $T \rightarrow \infty$.

Вираз для неперіодичної функції набуває такого вигляду

$$X(t) = \int X(t) \cos(\omega t) dt ;$$

або

$$X(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S_T(\omega) e^{j\omega t} dt . \quad (4.13)$$

З виразу (4.13) є можливість визначити спектральну щільність амплітуд:

$$S_T(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} X(t) e^{-j\omega t} dt \quad (4.14)$$

де $S_T(\omega)$ – функція, що характеризує спектральну щільність і виражає характер зміни амплітуд за частотою.

Формула (4.14) дозволяє неперіодичні функції представити сумою періодичних складових.

Як приклад періодичної функції наведемо опубліковані в літературі осцилограми часових реалізацій вібрацій гільзи й блоку циліндрів ДВЗ на виділених частотах (рис. 4.7).

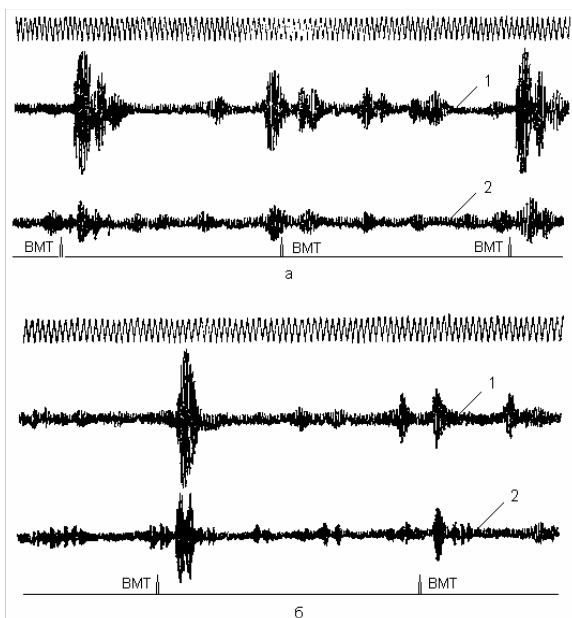


Рис. 4.7 – Осцилограми, зняті на працюючому двигуні СМД– 14А:
а – вібрації на виділеній частоті 1 кГц; *б* – 2,8 кГц; 1 – характеристика
віброприскорення гільзи блоку циліндрів; 2 – характеристика
віброприскорення блоку циліндрів

Виділення віброакустичних параметрів за частотою реалізовано в діагностичних приладах ВДП-ЛСХИ і діагностичній системі ДИПС.

4.4.4. Виділення віброакустичного сигналу за часом

Зіткнення деталей у кінематичних парах і вузлах при роботі чи примусовому прокручуванні ДВЗ відбувається в певні моменти часу.

Так, початок утворення вібраційного імпульсу від перекладки поршня в зазорі біля ВМТ і удару об гільзу відбувається в новому двигуні через $\varphi_i = 0...2^\circ$ повороту колінчастого вала (п. к. в.) відносно відмітки ВМТ ($n = 1000$ об/хв, $t_i = 0,0004$ с), а у гранично зношеній циліндро-поршневій групі – через $\varphi_i = 13...16^\circ$ п. к. в. ($n = 1000$ об/хв, $t_i = 0,0025$ с). Тривалість імпульсу, викликаного ударом поршня об гільзу двигуна, становить $28...32^\circ$ п. к. в., або $t = 0,005$ с при $n = 1000$ об/хв.

Таким чином, знаючи момент утворення і тривалість вібраційного імпульсу при роботі діагностованого вузла, можна виділити його за часом, тобто стробуванням, провести аналіз і зареєструвати контрольовані параметри. Це дозволить значно підвищити інформативність діагностичного сигналу й тим самим збільшити вірогідність інформації про технічний стан кінематичної пари.

Принцип стробування здійснюють в такий спосіб. Знаючи момент часу початку утворення імпульсу кінематичної пари t_i' щодо опорної точки й період проходження T_i імпульсів, породжуваних кінематичною парою, визначають можливий максимальний зсув імпульсу Δt , викликаний зношуванням або розрегулюванням механізму.

Сигнал, формований i – ю кінематичною парою, можна представити як суперпозицію періодично слідуючих імпульсів:

$$S_i(t) = \sum_{k=0}^n a_i \cdot S_i'(t - t_i' - kT_i \pm \Delta t_i),$$

де $a_i \cdot S_i'(t)$ – одиночний імпульс з амплітудою a_i , викликаний кінематичною парою, що перевіряється; k – номер імпульсу.

Сукупність імпульсів, викликаних ударами в кінематичних парах двигуна, представляється як сума сигналів:

$$S_i(t) = \sum_{i=1}^N \sum_{k=0} a_i \cdot S'_t(t - t'_i - kT_i \pm \Delta\tau_i).$$

Для виділення імпульсів, породжуваних кінематичною парою, що перевіряється, з загальної сукупності імпульсів $S(t)$ за часом використовується послідовність прямокутних імпульсів з амплітудою, тривалість якої дорівнює одиниці:

$$\Delta t_i = \Delta t_i'' + \Delta\tau_i,$$

де $\Delta t_i''$ – тривалість вібраційного імпульсу.

Параметри прямокутного імпульсу визначаються виразом

$$\sigma(t) = \sum_{x=0} \sigma(t - t'_i - kT_i).$$

Перемноженням $S(t)$ на $\sigma(t)$, при сполученні початку утворення вібраційного імпульсу з переднім фронтом прямокутного імпульсу, вібраційні імпульси $S'_i(t)$, що збігаються за часом з прямокутним імпульсом $\sigma(t)$, пропускаються електронним блоком на вимірювальний прилад. Інші імпульси, що не збігаються з прямокутними імпульсами заданої послідовності й тривалості, на вимірювальний прилад не пропускаються.

Описаний принцип виділення віброакустичних параметрів за часом використаний в електронних діагностичних приладах типу ВДП- ЛСХИ й діагностичній системі ДИПС.

4.4.5. Кореляційний метод виділення діагностичного сигналу

Двигун внутрішнього згоряння, як і будь-яка механічна система, для якої характерні кінематичні процеси, є системою з багатьма вхідними й вихідними сигналами. Множину вхідних сигналів можна розглядати при сталому режимі як випадковий стаціонарний процес. При необхідності визначення середнього квадрата помилки сигналів на виході, оцінки стаціонарності процесу, наявності періодичних складових використовують кореляційний метод. Кореляційна функція характеризує зв'язки між значеннями випадкової функції в моменти часу t і $(t + \tau)$ і визначається за таким виразом

$$R(t) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T X(t) \cdot X(t + \tau) dt \quad (4.15)$$

Кореляційна функція чисто випадкового стаціонарного процесу звичайно являє собою загасаючу функцію від аргументу τ і має максимальне значення при $\tau = 0$.

При періодичних процесах кореляційна функція є періодичною з постійною складовою даного процесу. Підставивши у вираз (4.15) значення періодичної функції, одержимо

$$R(\tau) = \frac{1}{2T} \int_{-T}^T \int_{k=0}^{\infty} \int_{n=0}^{\infty} C_k \cdot C_n \cdot \cos(k\omega_1 t - \varphi_k) \times \cos[(k \cdot \omega \cdot t - t)\varphi_n] dt,$$

а при $k \neq n$:

$$R(t) = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{C_k^2}{2} \cos \omega_1 \tau, \quad (4.16)$$

де C_k і C_n – амплітуди гармонік основного й зміщеного на час T процесу; φ_k , φ_n – початкові фази.

З співвідношення (4.16) виходить, що кореляційна функція періодичного процесу є також періодичною з періодом даного процесу T і з тими ж гармоніками. Вона не залежить тільки від фазових кутів.

Обчислення кореляційної функції пов'язане з великою витратою часу, тому для цієї мети застосовують спеціальні прилади – корелятори й ЕОМ.

На рис. 4.8,а показана кореляційна функція прискорення вібрації в області четвертого циліндра двигуна СМД–14А при початкових зазорах. Експериментальна крива кореляційної функції апроксимована рівнянням

$$R(t) = e^{-\alpha^2 \tau^2}.$$

Для двигуна СМД–14А при $n = 1350$ об/хв, $\alpha = 46$ кореляційна функція має вигляд загасаючої коливальної кривої без періодичних складових. Відсутність періодичних складових пояснюється малою інтенсивністю імпульсів від перекладки поршня при початкових зазорах у системі «поршень – гільза».

Кореляційна функція, отримана з реалізації прискорень вібрацій двигуна СМД–14А, зафіксована в області четвертого працюючого циліндра, показана на рис. 4.8,б. При експерименті в усіх циліндрах були встановлені граничні зазори ($s_{np} = 0,61 \dots 0,64$ мм).

У кореляційній функції є періодичні складові, відповідні частоті перекладки поршня в зазорі на такті розширення. Максимум періодичної складової змінюється пропорційно зазору сполучення «поршень – гільза». Графік кореляційної функції апроксимований виразом

$$R(t) = e^{-\alpha^2 \tau^2} \cos \omega t.$$

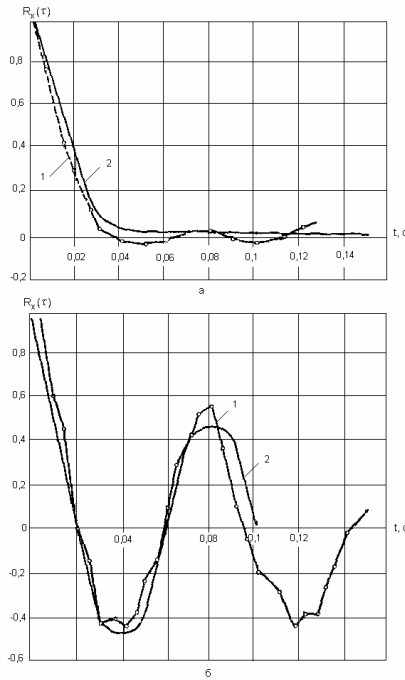


Рис. 4.8 – Кореляційна функція процесів вібрації двигуна СМД-14А при різних зазорах «поршень-гільза» й при роботі па одному циліндрі ($n = 1350$ об/хв):
a – при $s = 0,19 - 0,22$ мм; *б* – при $s = 0,01 \dots 0,64$ мм;
 1 – експериментальна крива;
 2 – апроксимована крива

З розглянутих кореляційних функцій, отриманих при початкових і збільшених зазорах у сполученнях «поршень – гільза», видно, що при наявності в кінематичному процесі періодичних складових кореляційна функція також має ці складові.

Таким чином, за видом і значенням періодичної складової кореляційної функції можна визначити ступінь зв'язку між структурними й діагностичними параметрами. Кореляційний аналіз віброакустичних процесів може бути використаний для виділення діагностичних параметрів і встановлення їхнього

зв'язку з структурними параметрами кінематичних вузлів машин. Для оцінки ступеня зв'язку між вхідними X і вихідними Y величинами використовують коефіцієнт кореляції

$$r_{xy} = \frac{R_{xy}}{\sigma_x \sigma_y},$$

де σ_x і σ_y – середнє квадратичне відхилення величин X і Y .

У розглядуваному випадку коефіцієнт кореляції характеризує лінійну залежність і має тенденцію до зростання чи убуття за лінійним законом $y = ax + b$ в межах: $-1 < r_{xy} < 1$.

Залежність коефіцієнта кореляції віброакустичного діагностичного параметра стану циліндро-поршневої групи від частоти (рис. 4.9) дозволяє встановити, що для визначення величини зазору в сполученні «поршень – гільза» найбільш інформативною є смуга частот 2...4 кГц.

Статистична спектральна щільність потужності $S(\omega)$ пов'язана з функцією кореляції $R(\tau)$ перетворенням Фур'є таким чином:

$$S(\omega) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R(\tau) e^{-j\omega\tau} d\tau; \quad (4.17)$$

$$R(\tau) = \frac{1}{2} \int_{-\infty}^{\infty} S(\omega) e^{j\omega\tau} d\omega. \quad (4.18)$$

З формул (4.17) і (4.18) видно, що спектральний і кореляційний методи практично рівноцінні при використанні для обробки випадкових процесів, тому вибір методу, в основному залежить від зручності застосування його до даного об'єкта та наявності апаратури для проведення досліджень.

4.4.6. Підвищення ефективності віброакустичного сигналу

Для визначення переліку характеристик інформативних віброакустичних імпульсів, що формуються при пасивній вібродіагностиці, розглянемо поширення прямокутного імпульсу через акустичний канал, який являє собою ідеальний фільтр і має k смуг прозорості з центральними частотами ω_{0j} й шириною кожної смуги $\Delta\omega_j$ ($j = 1, 2, \dots, k$).

Частотна характеристика такого фільтра має вигляд

$$A(i\omega) = \sum_{j=1}^k e^{-i(\omega - \omega_{0j})\tau_j}, \quad (4.19)$$

де τ_j – характеристичний час j -ї смуги прозорості фільтра.

Частотний спектр прямокутного імпульсу описується таким виразом

$$S(t) = \begin{cases} a & \text{при } \frac{\tau}{2} \leq t \leq \tau \\ 0 & \text{при } |t| \geq \frac{\tau}{2} \end{cases}.$$

Для умови $\lim_{\omega \rightarrow 0} \frac{\sin \frac{\omega\tau}{2}}{\frac{\omega\tau}{2}} = 1$

$$S(\omega) = a\tau \frac{\sin \frac{\omega\tau}{2}}{\frac{\omega\tau}{2}} = a\tau, \quad (4.20)$$

тобто прямокутний імпульс малої тривалості є рівномірним і не залежить від частоти

$$S(\omega) = a\tau = \text{const}.$$

Використовуючи зворотнє перетворення Фур'є, можна представити сигнал на виході ідеального акустичного каналу в наступній формі:

$$S(t) = \frac{1}{2\pi} \int A(\omega) S(\omega) e^{j\omega t} d\omega. \quad (4.21)$$

Підставляючи вирази (4.19), (4.20) в (4.21), одержимо

$$S(t) = \frac{a\tau}{\pi} = \sum_{i=1}^k \Delta\omega_i \frac{\sin \Delta\omega_j(t - \tau_j)}{\Delta\omega_j(t - \tau_j)} \cos \omega_j t. \quad (4.22)$$

З виразу (4.22) виходить, що пружні коливання, сприймані п'єзоелектричним датчиком, являють собою модульований за амплітудою полігармонічний сигнал.

Його амплітуда пропорційна амплітуді ударного імпульсу на вході акустичного каналу. Кожна гармонійна складова має частоту модуляції, обумовлену шириною відповідної смуги прозорості, і несучу частоту, рівну середній частоті тієї ж смуги. Гармонійна складова частоти модуляції зміщена відносно вхідного імпульсу на час τ_j , обумовлений характеристичним часом відповідної смуги прозорості фільтра.

Таким чином, вся діагностична інформація про стан кінематичної пари визначається амплітудою віброакустичного імпульсу й інтервалом часу зсуву цього імпульсу відносно опорного сигналу. Виділяючи максимальну амплітуду в стробі сигналу кінематичної пари, що діагностується, і реєструючи її величину й фазу, одержимо інформативні діагностичні параметри, що характеризують стан діагностованого вузла з мінімальними перешкодами (помехами*_{пус.}) від інших вузлів контрольованої механічної системи.

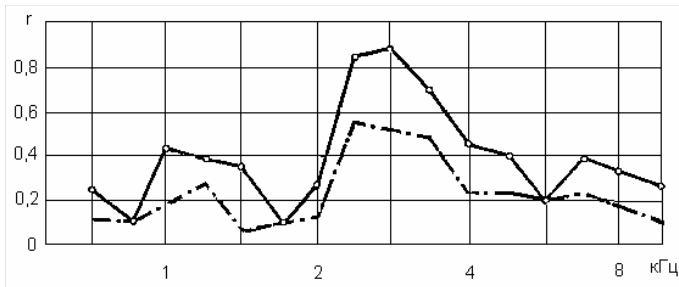


Рис. 4.9 – Залежність величини коефіцієнта кореляції віброакустичного параметра стану циліндро-поршневої групи за частотою:
 – при роботі на двох циліндрах;
 – при роботі на холостому ході

На рис. 4.10 представлені гістограми, що характеризують частоту ударних імпульсів різної амплітуди в серії вимірів при збереженні незмінними режиму роботи двигуна і його технічного стану.

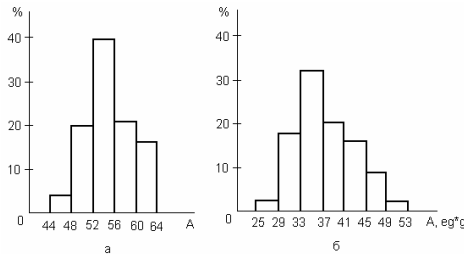


Рис. 4.10 – Гістограми максимальних значень віброприскорення в області циліндро-поршневої групи двигунів:
a – двигун СМД-14А; $n = 1700$ об/хв; $s = 0,54$ мм;
б - двигун Д-50, $n = 300$ об/хв, $s = 0,2$ мм

Амплітуди ударних імпульсів являють собою випадкові величини, тому що кожна одинична взаємодія складових кінематичної пари в сполученні визначається більшим числом різного роду факторів і розподілена за нормальним законом. З наведених на рис. 4.10 вибірових розподілів амплітуд ударних імпульсів видно, що інформативною характеристикою такого випадкового процесу є середнє значення амплітуди вібраційного прискорення A :

$$A = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n A_i \quad (4.23)$$

де n – кількість вимірів.

Точність визначення середнього значення A залежить від похибки вимірювальної апаратури й числа вимірів. Оскільки можливості зменшення похибки вимірювальної апаратури обмежені, то подальше підвищення точності визначення A пов'язане зі збільшенням числа вимірів (обсягу вибірки). Відомо, що величина відхилення A від його сталого значення

при $n \rightarrow \infty$ обернено пропорційна кореню квадратному з числа вимірів. За величиною середнього квадратичного відхилення σ амплітуд віброакустичних імпульсів неважко встановити число вимірів n , необхідних для одержання заданої точності визначення A з певною довірчою ймовірністю α .

Визначення необхідного числа вимірів n за величинами ϵ і α виконують за наступним виразом [14]:

$$\epsilon = \frac{\Delta A}{\sigma} = \frac{\delta_A}{W}, \quad (4.24)$$

де δ_A – відносна помилка визначення A ; W – коефіцієнт варіації.

Залежність параметрів δ_A і W від кількості вимірів n представлена у графічному вигляді на рис. 4.11.

Аналіз даних показує, що в міру збільшення n параметр δ_A зменшується і при $n \geq 120$ і $W = 12 \dots 15$ % не перевищує ± 1 %. Відповідно до виразу (4.24) при $n = 120$ і $\alpha = 0,75$, $\delta_A = \pm 1$ %, $W = 12$ %. Коефіцієнт варіації W мало залежить від числа вимірів і коливається для робочих режимів двигуна в межах $6 \dots 8$ %, а для режиму прокручування – $15 \dots 20$ %.

Слід зазначити, що збільшення обсягу вибірки при ручній обробці операцій призводить до значного зростання часу діагностування і камеральної обробки результатів. Автоматизація процесу виміру A на кожному циклі роботи двигуна й визначення величини A дозволить скоротити час діагностування кінематичної пари до $10 \dots 15$ с при достатній точності.

Описаний метод оцінки технічного стану кінематичних пар двигунів, заснований на вимірі максимальних значень віброприскорень, використовують як об'єктивний метод безрозбірної технічної діагностики.

4.5. Аналіз опублікованих результатів дослідження стану двигуна СМД-14А методом віброакустичної діагностики

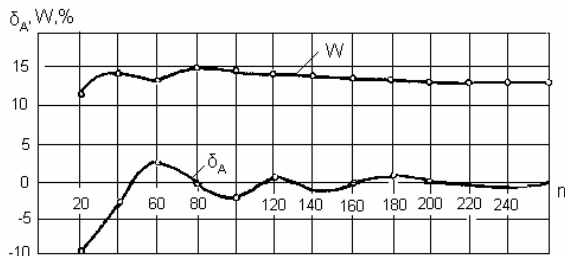


Рис. 4.11 – Залежність похибки визначення середнього значення амплітуди вібрації блоку δ_A в області ц. п. г. і коефіцієнта варіації W від числа вимірів імпульсів

При роботі або примусовому прокручуванні двигуна внутрішнього згоряння співударянні деталі формують вібраційні імпульси в результаті ударних навантажень.

Двигун внутрішнього згоряння можна представити в загальному випадку багатомірною системою з багатьма вхідними й вихідними параметрами. Вихідні параметри обумовлені динамічними властивостями механізмів і блоку двигуна й характеризуються передатними функціями, частотними характеристиками співударюваних деталей і каналів блоку циліндрів.

Математичний зв'язок між вхідними $X_m(S)$ й вихідними $Y_m(S)$ змінними одномірної системи може бути представлений у такому вигляді

$$Y_m(S) = W_m(S), X_m(S).$$

Підвищення точності віброакустичних методів діагностики машин пов'язане з вивченням динамічних характеристик об'єктів, визначенням оптимальних зон установки датчиків, вибором методів обробки коливального процесу й режиму

роботи двигуна, що забезпечує максимальне виділення інформативного сигналу з мінімальними перешкодами від вузлів механічної системи, що не перевіряються.

Динамічні властивості лінійного об'єкта з зосередженими параметрами однозначно описуються амплітудно-фазовою характеристикою

$$W(j\omega) = \frac{Y(j\omega)}{X(j\omega)} = \frac{\int_{-\infty}^{\infty} Y(t)e^{-j\omega t} dt}{\int_{-\infty}^{\infty} X(t)e^{-j\omega t} dt} = A(\omega)e^{-j\varphi(\omega)},$$

де $X(j\omega)$ і $Y(j\omega)$ – перетворення за Фур'є вхідної $X(t)$ і вихідної $Y(t)$ величин; $A(\omega)$ – амплітудно-частотна характеристика каналу блока циліндрів.

Амплітудно-частотна й фазова характеристики показують ступінь ослаблення чи скривлення вхідного сигналу при проходженні його через лінійну систему, частотні й фазові зміни, що накладаються каналами об'єкта.

У літературі наведений ряд результатів експериментального дослідження амплітудно-частотних та фазових характеристик вхідних і вихідних віброакустичних параметрів при поширенні їх в механічній системі [2 – 4]. Сутність одного з таких експериментів, що може бути поширений на інші типи механічних систем, описана нижче.

При проведенні експерименту п'єзоелектричний прийомний датчик установлювали в двох місцях: на гільзі блоку циліндрів у місці мосту удару поршня об гільзу і на зовнішній поверхні блоку в області досліджуваного циліндра (з правої сторони на шпильці кріплення бічного люка порожнини штанг). Двигун прокручувався з одним і чотирма (всіма) поршневыми комплектами. Частота обертання двигуна підтримувалася

постійною і складала $n = 700$ об/хв, зазори в кінематичній парі «поршень – гільза» були встановлені розміром $s = 0,64$ мм. Із спектрограм (рис. 4.12) видно, що в діапазоні частот $2 \dots 4$ кГц вплив вібрацій гільз сусідніх циліндрів на гільзу другого циліндра практично відсутній. Таким чином, установка прийомного датчика поблизу місця виникнення вібрації, в розглядуваному випадку зіткнення деталей досліджуваної кінематичної пари, дозволяє приймати сигнал практично без перешкод від сусідніх пар або з їх мінімальним значенням.

Часові реалізації вібрації гільзи блоку циліндрів при прокручуванні одного (1) і чотирьох (2) поршневих комплектів і реалізації вібрації, що записані при установці датчика на блоці в області другого циліндра при прокручуванні одного (3) й чотирьох (4) комплектів наведені на рис. 4.13.

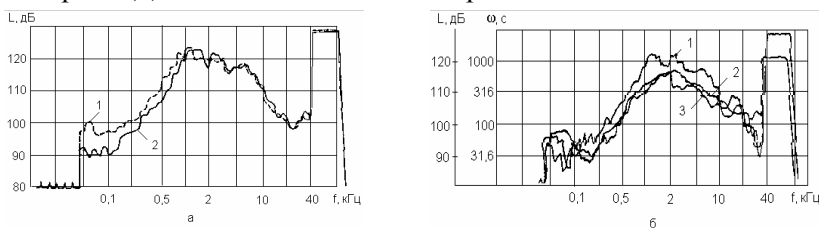


Рис. 4.12 – Спектрограми вібрації двигуна СМД-14А:
а – вібрації гільзи циліндра при прокручуванні з чотирма (1) і одним (2) поршневими комплектами; *б* – вібрації гільзи (1) і блоку (2, 3) в області другого циліндра при прокручуванні двигуна з чотирма (2) і одним (3) поршневими комплектами

Аналіз часових реалізацій вібрації показує, що відповідно до зміни знака сил інерції шатунно-кривошипного механізму за один оберт колінчастого вала формується чотири імпульси. Найбільша інтенсивність імпульсу, а отже й більша інформативність спостерігається від перекладки поршня поблизу ВМТ.

При установці датчика на гільзі блоку циліндрів вплив вібрації від сусідніх циліндрів незначний. При проходженні

віброімпульсів по каналу блоку їхні амплітуди зменшуються. При прокручуванні всіх чотирьох поршневих комплектів на вібраційний сигнал, знятий з зовнішньої поверхні блоку (рис. 4.13, 4), накладаються перешкоди від сусідніх циліндрів. Фазові зміни імпульсів, формованих, як на гільзі, так і на блоці від удару поршня об гільзу, практично не спостерігаються.

На рис. 4.12,б наведені спектрограми вібрації гільзи (1) другого циліндра й блоку в області другого циліндра при прокручуванні чотирьох (2) і одного (3) поршневого комплекту. Із спектрограм видно, що при проходженні від гільзи по каналу блоку до приймального датчика інтенсивність вібрації знижується. Так, інтенсивність вібрації гільзи на частотах 2...4 кГц досягає 118 дБ, а інтенсивність вібрації блоку зменшується до 112 дБ (загальний рівень вібрації на гільзі – 128 дБ, на блоці – 122 дБ).

При прокручуванні всіх чотирьох комплектів двигуна рівень вібрації в області другого циліндра збільшується до 116 дБ за рахунок впливу сусідніх циліндрів. Загальний рівень вібрації в цьому разі змінюється незначно.

В обох випадках поршневі комплекти були з граничними зазорами в сполученнях «поршень – гільза».

Результати опублікованих досліджень показують наступне. Рівень перешкод від неперевірюваних циліндрів на режимі прокручування двигуна в діапазоні частот 2...4 кГц становить 4 дБ. При установці приймального датчика на блоці циліндрів двигуна вібрації гільзи другого циліндра в діапазоні частот 2...4 кГц послабляються до 6 дБ через проходження сигналу по каналу блоку [2 – 4].

Для оцінки амплітудно-частотної характеристики каналу блоку були проведені його акустичні дослідження.

Випробування здійснювались на тракторному двигуні. Результати досліджень опубліковані в літературі [2 – 4].

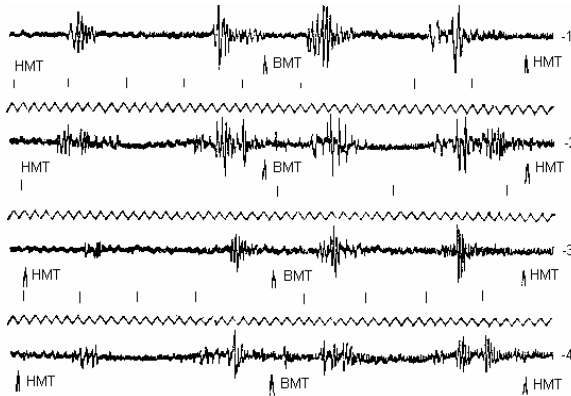


Рис. 4.13 – Осцилограми часових реалізацій вібрації гільзи другого циліндра двигуна СМД-14А:

1 і 2 – вібрація гільзи при прокручуванні відповідно одного й чотирьох поршневих комплектів; 3, 4 – вібрація блоку в області другого циліндра при прокручуванні відповідно одного й чотирьох поршневих комплектів

Дослідження виконували у такій послідовності. У циліндр двигуна встановлювали акустичний збуджувач – гучномовець з спрямованістю за віссю каналу. Сигнал збудження подавався від генератора звукової частоти ЗГ-18.

Сигнали на виході каналу з зовнішньої поверхні блоку циліндрів приймалися п'єзоелектричним високочутливим датчиком і досліджувалися комплектом віброакустичної апаратури фірми «Брюль і Кьер». Параметри амплітудно-частотної характеристики каналу фіксувалися при послідовній подачі сигналу в діапазоні частот 16 Гц – 20 кГц. Так як гучномовець має нерівномірну частотну характеристику, то для забезпечення подальшого створення рівномірного звукового поля на всіх частотах, що використовувалися в експерименті,

спочатку в порожнині циліндра знімали характеристику зміни звукового тиску.

Параметри звукового поля досліджувалися з використанням мікрофона 4133 («Брюль і Кьєр»), що має рівномірну частотну характеристику за звуковим тиском в необхідній області частот. Амплітудно-частотні характеристики каналів вимірювали на комплектному двигуні при умові рівномірного акустичного тиску на різних частотах. Інтерференція відбитих хвиль не спотворювала результати досліджень, тому що в даному разі інтерференційні хвилі мають однакову частоту й, складаючись між собою, незалежно від фази дають синусоїдальне коливання з частотою збудження.

Отримані амплітудно-частотні характеристики являють собою ряд гострих максимумів (рис. 4.14). Це резонансні частоти каналу. Гострота резонансів визначається величиною загасання зарезонансних частот у каналі. Форма амплітудно-частотної характеристики каналу свідчить про те, що він пропускає переважно ті коливання, що лежать у зоні резонансних частот, й істотно послабляє або зовсім не пропускає інші.

Для аналізованого каналу явно виражені резонанси спостерігаються в області частот 1,8; 2,4; 2,9; 3,6; 5; 7 кГц (рис. 4.14.1). Як було відзначено вище, ці частоти для каналу є власними (резонансними). Одержана частотна характеристика добре погоджується з спектрограмами реального динамічного впливу, знятими при прокручуванні й роботі двигуна. За спектрограмами встановлено, що основна енергія коливального процесу, формованого ц. і. г., зосереджена в області 1,8...5 кГц з помітними сплесками на резонансних частотах каналу.

Слід зазначити, що опубліковані результати випробувань за розробленим способом дослідження амплітудно-частотної

характеристики віброакустичного каналу дають змогу стверджувати, що він є достатньо ефективним і простим в реалізації.

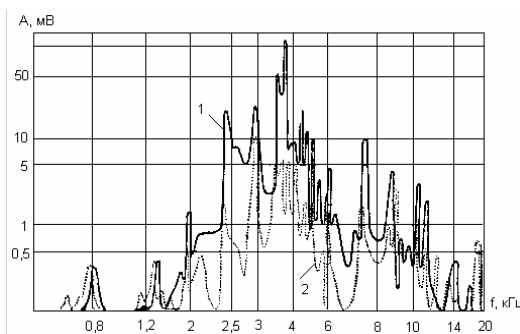


Рис. 4.14 – Амплітудно-частотна характеристика віброакустичного каналу другого циліндра (1) і характеристика його впливу на канал четвертого циліндра (2)

Він дозволяє виявити вплив вібрації одного циліндра на інші.

Для одержання характеристик впливу вібрації одного циліндра на віброакустичні канали інших акустичний збудник послідовно поміщали в усі циліндри двигуна. Така характеристика, одержана в точці установки приймального датчика, найбільш віддаленій від другого циліндра, показана на рис. 4.14. Амплітудні значення в цьому випадку визначають ту частку сигналу, що приходить до точки установки датчика в області четвертого циліндра від вібрації, що виникає в другому циліндрі.

Слід зазначити, що характеристика каналу передачі вібрації від одного циліндра на область установки приймального датчика в зоні іншого своєю формою не строго подібна до

амплітудно-частотної характеристики зі збудженням, тому різниця рівнів сигналів у вихідних точках каналів на різних частотах є різною.

Дослідження віброакустичних каналів двигунів внутрішнього згоряння дозволяють виявити вихідні діагностичні сигнали, тісно пов'язані з вхідними параметрами.

Для якісної оцінки й визначення рівнів вібрації, формованих основними механізмами двигуна, були записані спектрограми вібрацій на зовнішній поверхні блоку циліндрів двигуна СМД-14А при прокручуванні кожного механізму окремо, при демонтованих інших. Спектрограми записувалися комплектом апаратури фірми «Брюль і Кьєр». Приймальний датчик типу 1432 встановлювали в діагностичних зонах механізмів. Умови змащення, охолодження і швидкісний режим двигуна ($n = 900$ об/хв) підтримувалися постійними.

Спектрограми вібрації блоку в області другого циліндра наведені на рис. 4.15,а Спектрограма 1 записана при прокручуванні тільки поршневих комплектів і демонтованих інших механізмів. Зазори в сполученнях «поршень – гільза» були граничними ($s = 0,62 \dots 0,65$). Спектрограма 2 записана при прокручуванні колінчастого вала з паливною апаратурою й включеною повною подачею, спектрограма 3 – з виключеною подачею. Спектрограма 4 записана при прокручуванні колінчастого вала двигуна з демонтованими циліндро-поршневою групою, паливоподавальною системою і газорозподільним механізмом.

Аналіз спектрограм показує, що рівень вібрації, формованої циліндро-поршневою групою двигуна СМД-14А в діапазоні частот $2 \dots 4$ кГц, становить 122 дБ, при загальному рівні – 128 дБ.

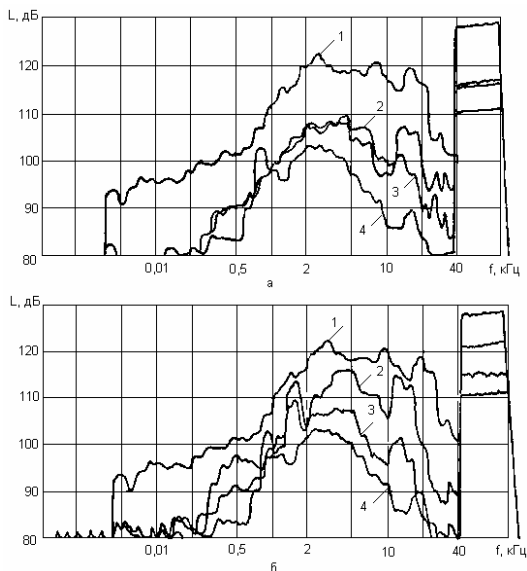


Рис. 4.15 –
Спектрограми вібрації
блоку в області другого
циліндра двигуна
СМД-14А
при прокручуванні
колінчастого вала:
*а: 1 – з поршневими
комплектами;
2 – з паливною
апаратурою й включеною
подачею палива;
3 – те ж, з
виключеною подачею
палива;
4 – з розподільними
шестірнями;
б: 1 – з циліндро-
поршневою групою;
2 і 3 – з
газорозподільним
механізмом відповідно:
тепловий зазор
 $s = 1$ мм (2) і
 $s = 0,4$ мм (3);
4 – з розподільними
шестірнями*

Вібрації від паливоподавальної системи в області частот 2...4 кГц з подачею і без подачі палива – 108 дБ. Інтенсивність вібрації істотно змінюється зі збільшенням подачі палива в діапазоні частот 10...20 кГц.

При прокручуванні тільки колінчастого вала з розподільними шестірнями рівень вібрації в області другого циліндра в діапазоні частот 2...4 кГц становить 99 дБ, а загальний – близько 110 дБ.

З наведених спектрограм (рис. 4.15,б) видно, що розрегулювання клапанного механізму й паливної апаратури дає значне збільшення рівня вібрації з широким спектром частот. Найбільш активно змінюється інтенсивність вібрації від зазору в клапанному механізмі в діапазоні частот 7...14 кГц.

Виходячи з викладеного вище виходить:

1. Вібрації, формовані більшістю механізмів двигуна, мають імпульсний характер з певним закономірним чергуванням імпульсів. Виділення імпульсів, формованих механізмом, що перевіряється за часом, дозволяє одержувати діагностичні сигнали без складових неперевірюваних механізмів.

2. Знаючи величину віброакустичних параметрів кожного з основних механізмів системи, можна визначити характеристики будь-якого її вузла з урахуванням вібрацій неперевірюваних механізмів у вигляді постійних складових.

4.6. Інформаційні технології у віброакустичній діагностиці механічних систем

4.6.1. Сучасний стан вирішення завдань з віброакустичної діагностики механічних систем

За останні роки все більше проявляються розходження між системами керування й контролю механічних систем в динамічному режимі, з одного боку, і системами їхньої діагностики – з іншого.

У системах контролю, що є прообразом і складовою частиною сучасних систем моніторингу, використовують, як правило, найпростіші методи виміру основних фізичних величин. Діагностичні ж системи будують з урахуванням необхідності одержання найбільшого обсягу інформації, що знаходиться, насамперед, у сигналах вібрації й шуму, як його похідної. Саме тому для систем діагностики широко використовують нові інформаційні технології, часто засновані на більш складних методах виміру й аналізу сигналів.

Нижче наведений короткий аналіз особливостей побудови сучасних стаціонарних і переносних систем діагностики,

можливостей використовуваних у них інформаційних технологій, методів діагностування різних дефектів механічних систем. Як приклад наведена інформація відносно двигунів внутрішнього згоряння.

Методи й засоби оцінки технічного стану двигунів внутрішнього згоряння, як і інших механічних систем, розвивалися поетапно. Спочатку використовувалися засоби контролю різних параметрів, потім моніторингу і на останньому етапі – системи діагностики й прогнозування технічного стану. Впровадження кожного наступного виду систем діагностики дає користувачеві нові можливості для переходу на обслуговування механічних систем, у тому числі двигунів внутрішнього згоряння, за фактичним станом.

Так, контроль надає інформацію про величини параметрів і зони їхнього допустимого відхилення. При моніторингу надається додаткова інформація про тенденції змін параметрів за часом, що може використовуватися і для прогнозування стану механічної системи. Ще більший обсяг інформації дає діагностування, а саме ідентифікація місця, виду й величини дефекту [2, 4, 6, 9, 24]. Найбільш складним є завдання прогнозування розвитку дефекту на основі зміни контрольованих параметрів. Вирішення цього завдання дозволяє визначити залишковий ресурс або прогнозований інтервал безаварійної роботи механічної системи.

На даний час під терміном «моніторинг» часто розуміється вирішення всього комплексу процедур оцінки стану природної чи антропогенної системи. Разом з цим існуючі системи, названі системами моніторингу, далеко не завжди вирішують завдання ідентифікації дефектів і прогнозування їх розвитку і, як наслідок, життєвого циклу всієї механічної системи. Тому надалі під терміном «моніторинг» слід розуміти контроль

основних параметрів, виявлення тенденцій їхніх змін і прогнозування розвитку контрольованих параметрів, а під терміном діагностика – ідентифікацію дефектів і прогнозування їхнього розвитку.

4.6.2. Інформаційна технологія енергетичних характеристик віброакустичного сигналу

Ця технологія за принципом вимірювання необхідних величин є найпростішою. Вона заснована на вимірі енергетичних характеристик інформаційних сигналів [2, 4, 6]. У віброакустичній діагностиці такими характеристиками є потужність або амплітуда інформаційного (діагностичного) сигналу. В принципі, як діагностичний сигнал можуть використовуватися також й інші фізичні параметри, що відбивають стан механічної системи в динамічному режимі, наприклад температура (перепад температур), тиск, шум і т. д.

При діагностиці за цією технологією використовується метод порівняння, який полягає у вимірюванні величини діагностичних сигналів у контрольних точках і порівнянні їх з граничними значеннями, що характеризують допустимий стан кінематичних вузлів механічної системи.

4.6.3. Інформаційна енергетична технологія частотного аналізу віброакустичного сигналу

Ця технологія є удосконаленим варіантом технології енергетичних характеристик. У ній застосовано виділення необхідних складових з вимірюваного інформаційного сигналу в певних частотних діапазонах. Діагностику проводять з використанням інформаційної технології енергетичних характеристик для кожної з виділених частотної складової [4].

Технологію частотного аналізу використовують не тільки для контролю й діагностики машин, але й для вирішення завдання їх захисту від аварійних режимів. Прикладом може бути: частотно-дуговий захист електричних машин на основі аналізу високочастотних складових струму; захист машин за рівнем вібрації, що пов'язаний з частотою її обертів, та ін.

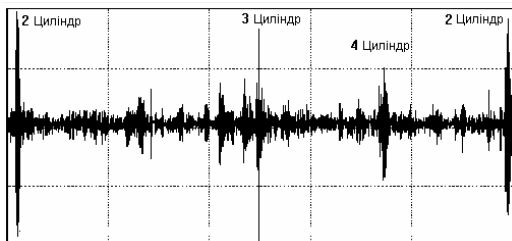


Рис. 4.16 – Сигнал вібрації двигуна автомобіля, обмірюваний у точці між 2 і 3 циліндрами

При реалізації розглядуваного методу для виділення необхідних складових за частотою в вібродіагностиці використовують електронні фільтри. Якщо інформаційний сигнал має іншу фізичну природу, то як фільтри використовують, наприклад, резонансні датчики струму, шуму, світлового потоку чи інших величин. Прикладом таких датчиків є стетоскоп, що перетворює низькочастотну вібрацію контрольованих вузлів машин у шум, сприйманий органами слуху людини.

4.6.4. Фазово-часова інформаційна технологія

Ця технологія заснована на порівнянні форми сигналів, обмірюваних через фіксовані інтервали часу [4, 72]. Фазово-часову інформаційну технологію використовують для контролю стану машин зворотно-поступальної дії з декількома

однаковими вузлами, наприклад, циліндрами з поршнями, що навантажуються послідовно через однакові інтервали часу.

Як приклад на рис. 4.16 наведений сигнал вібрації двигуна автомобіля, за формою якого можна визначити якість роботи кожного з циліндрів.

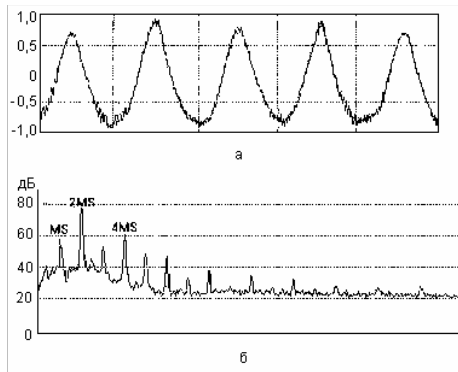


Рис. 4.17 - Форма (а) й спектр (в) вібрації ротора генератора, працюючого в нормальному режимі

4.6.5. Інформаційна технологія спектрального аналізу віброакустичного сигналу

В основу цієї технології покладений вузькосмуговий спектральний аналіз інформаційного сигналу.

Такий метод дослідження дає змогу одержувати необхідні діагностичні дані про стан контрольованого кінематичного вузла чи механічної системи в цілому за зміною спектра або появою в початковому інформаційному сигналові, що відповідає нормальному стану механічної системи чи кінематичного вузла, нових спектральних складових.

У цьому методі контролю діагностична інформація знаходиться у співвідношенні амплітуд і початкових фаз

основної складової еталонного й інформаційного сигналу і в кожній з складових спектра, кратних їй за частотою.

У цій технології для одержання кінцевого результату контролю використовується методика порівняння спектру початкового і інформаційного сигналу, що формується у процесі роботи механічної системи.

У базовій інформаційній спектральній технології, що найбільше поширена на практиці, використовують також метод порівняння характеристик, який відрізняється тим, що інформаційний сигнал порівнюють з еталонним.

Таку технологію застосовують, наприклад для аналізу сигналів з датчиків вібрації, шуму, тиску, струму чи напруги в механічних системах та електричних машинах і апаратах. Як приклад наведемо форми і спектри сигналів вібрації ротора генератора в нормальному стані при номінальних режимах (рис. 4.17) і при перевантаженнях (рис. 4.18).

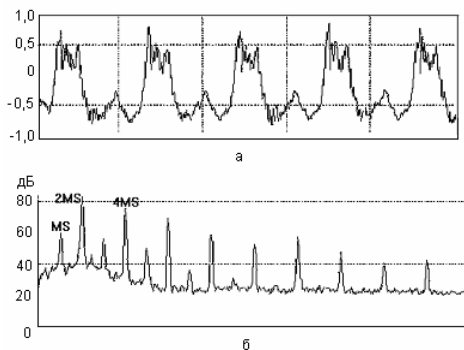


Рис. 4.18 – Форма (а) й спектр (б) вібрації ротора генератора при перевантаженні

Порівняльний аналіз наведених інформаційних сигналів показує, що перевантаження ротора генератора

супроводжується скривленням форми вібраційного сигналу й зростанням спектральних складових на гармоніках напруги живлення.

Описані вище інформаційні технології мають загальний недолік при використанні у вирішенні тих завдань діагностики, що пов'язані з виявленням зароджуваних дефектів у кінематичних вузлах механічної системи. Цей недолік пов'язаний з тим, що розкид величин вимірюваних параметрів навіть у групі однакових бездефектних машин, як правило, перевищує зміни, що характеризують появу зароджуваного дефекту.

Прикладом є результати статистичних досліджень вібрації багатьох видів бездефектних машин, виконаних у ряді країн. Ці дослідження показують, що типовий розкид величин більшості складових інформаційних сигналів лежить у межах 20 дБ, а для деяких виявляється ще вищим. У той же час на початковій стадії розвитку дефекти можуть впливати значно менше на стан механічної системи, змінюючи характерні для цих дефектів величини параметрів вібрації всього в 2...3 рази.

За останні роки, внаслідок активного розвитку і вдосконалення засобів виміру й обчислювальної техніки, проблеми контролю й діагностики частково вирішені за рахунок створення систем моніторингу на базі розглянутих інформаційних технологій.

Такі системи, як правило, орієнтовані на безперервний контроль діагностичних параметрів двигунів внутрішнього згоряння. Вони мають спеціальні режими адаптації на початковому етапі експлуатації, коли дефекти, як правило, відсутні. На цьому ж етапі виявляються і враховуються особливості впливу режимів роботи двигунів внутрішнього згоряння й зміни зовнішніх умов – температури, якості

електричного живлення, палива та ін. на діагностичні параметри. Це знижує ймовірність помилкового спрацьовування системи моніторингу при зміні режимів роботи механічної системи чи зовнішніх умов.

Одночасно з розвитком систем моніторингу на базі існуючих інформаційних технологій у багатьох країнах розроблялися і розробляються нові методи аналізу віброакустичних сигналів для вирішення діагностичних завдань. Так, наприклад в 1968 р. фахівцями Швеції був запатентований метод інформаційної технології ударних імпульсів, що дала початок багатьом поколінням систем діагностики підшипників кочення. Сутність цієї технології викладена нижче.

4.6.6. Інформаційна технологія ударних імпульсів

Принцип дії методу ударних імпульсів полягає в тому, що вібрація, порушувана короткими імпульсами, значно змінює миттєву (пікову) амплітуду сигналу, практично не впливаючи на її середньоквадратичне значення (потужність) (рис. 4.19). Відношення пікового значення (*ПІК*) до середньоквадратичного (*СКЗ*), назване пікфактором, є тим параметром, що реагує на появу окремих коротких імпульсів:

$$\text{пiкфактор} = \frac{\text{ПІК}}{\text{СКЗ}}.$$

Так, у звичайного вібраційного сигналу (без ударних імпульсів) типове значення пікфактора лежить у межах від 3 до 4, а з появою рідких, але достатньо потужних ударних імпульсів його значення може підвищуватися до 20...30.

Саме в підшипниках кочення, наприклад при появі раковин на поверхнях кочення або недостатньому змащенні виникають такі імпульси. Слід відмітити, що оскільки імпульси короткі,

вони найбільш сильно збуджують високочастотну вібрацію [3, 22].

Форма сигналу, наведеного на рис. 4.19, містить у собі складові високочастотної вібрації, порушеної як силами тертя (стабільні за часом складові), так і ударами. Кількість ударних імпульсів в одиницю часу не повинна бути значною, тому що при цьому буде збільшуватися середньоквадратичне значення вібрації і, як наслідок, знижуватися величина пікфактора вимірюваного сигналу.

У розглянутій інформаційній технології ударних імпульсів позитивним є те, що вона дозволяє використовувати найпростіші засоби виміру для вирішення діагностичних завдань. Цей факт визначив її широке використання.

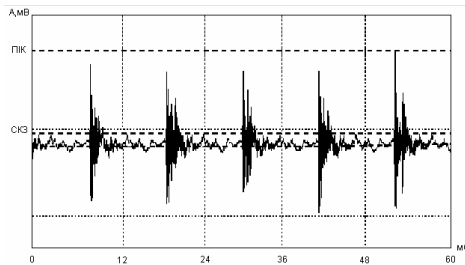


Рис. 4.19 – Вібрація, порушена ударними імпульсами

Однак, в наслідок характерних особливостей ця технологія не придатна для вирішення більш складних діагностичних завдань, що обмежує область її використання. Так, наприклад, ця технологія не дозволяє розширити номенклатуру виявлюваних дефектів на такі, при яких не виникають ударні імпульси. Другою важливою негативною характеристикою є те, що при її використанні для проведення періодичного контролю достатньо важливих механічних систем, інтервал часу між

послідовними вимірюваннями не повинен бути більше 5...10 днів. Це викликано тим, що саме за такий період часу збільшення величини дефекту активно позначається на величині пікфактора. При подальшому зростанні дефекту, через збільшення числа ударних імпульсів в одиницю часу, величина пікфактора падає, тоді як рівень вібрації продовжує зростати, але повільно. Внаслідок цієї особливості за допомогою технології ударних імпульсів неможливо вирішити таке завдання діагностики, як фіксування аварійно-небезпечних ситуацій, що можуть бути викликані виходом з ладу механічної системи, при періодичних вимірюваннях віброакустичного сигналу зі значними перервами між ними.

4.6.7. Інформаційна технологія аналізу обгинаючої віброакустичного сигналу

Суть цієї технології полягає в аналізі потужності коливань вимірюваного сигналу. Оскільки потужність сигналу обумовлена параметрами обгинаючої, то ця інформаційна технологія і заснована саме на аналізі обгинаючої високочастотного сигналу [2, 15]. Така технологія може застосовуватися при високочастотних інформаційних сигналах, потужність яких змінюється значно повільніше періоду. На рис. 4.20 наведена форма високочастотного сигналу, а також спектр обгинаючої, в якому чітко видна гармонійна складова, що фізично відбиває періодичну зміну потужності первинного сигналу.

Метод обгинаючої, як і метод ударних імпульсів одержав найбільше поширення для вирішення завдань діагностики підшипників кочення. Слід відзначити, що інформаційна технологія, побудована на методі обгинаючої, характеризується

більш широкими можливостями, ніж деякі з тих, що описані вище, і тому поступово замінює метод ударних імпульсів.

За допомогою інформаційної технології обгинаючої вирішують завдання діагностики тих вузлів двигунів внутрішнього згоряння, які є джерелами сил тертя і динамічних навантажень.

На закінчення слід вказати, що як метод обгинаючої, так і метод ударних імпульсів є широко використовуваними методами аналізу сигналів для вирішення діагностичних завдань. Однак вони практично не використовуються в системах автоматичного керування, контролю і захисту машин та устаткування. Це пояснюється тим, що ці методи мають значні переваги при виявленні дефектів на ранній стадії розвитку, але поступаються ряду інших методів при вирішенні завдань з визначення розвинутих дефектів у передаварійних ситуаціях.

Головні переваги розглянутих методів визначаються тим, що використовувані ними властивості сигналів з'являються тільки з моменту зародження дефектів і для їхнього виявлення немає необхідності попередньої адаптації, тобто не потрібно виконувати ряд періодично повторюваних вимірів діагностичних сигналів з метою подальшого використання методу порівняння. Ці властивості сигналів виявляються при першому ж вимірюванні вібраційних характеристик, причому у вигляді не абсолютної, а відносної величини, що не ставить особливих вимог щодо точності контрольно-вимірювальної апаратури.

Слід зауважити, що при реалізації розглянутих інформаційних технологій застосовують і багатоканальні вимірювання вібрації чи шуму. При цьому використовують такі види досліджень та обробки інформаційних сигналів, як кореляційні, когерентні й т. п. Такий напрямок одержання й

аналізу сигналів є ефективним у разі їх викривлення, що досить часто спостерігається при поширенні вібрації або шуму в розглядуваному середовищі. Такі системи дозволяють ефективно вирішувати завдання тестової діагностики механічних систем у динамічному режимі.

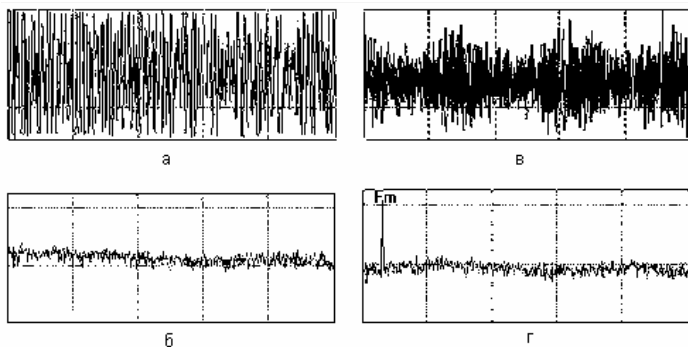


Рис. 4.20 – Сигнал високочастотної вібрації, порушуваної силами тертя, і спектр його обгортаючої:

а, б – для бездефектного підшипника; в, г – для підшипника зі зношеною поверхнею ковзання; F_m – частота модуляції сил тертя

Слід зазначити, що при функціональній діагностиці механічної системи, коли замість простого тестового сигналу з відомими параметрами досліджується складний, що формується у кінематичних вузлах машини, ефективність використання розглянутих методів одержання та обробки інформаційних сигналів може знижуватися. Ці методи можна застосовувати в окремих випадках при відсутності джерел тестового вібраційного чи шумового сигналу. Необхідність використання для діагностики таких сигналів замість тестових може бути викликана також габаритними обмеженнями, коли в оптимальних точках збудження тестового сигналу можлива установка тільки малогабаритних приймальних датчиків, тобто неможлива установка випромінювачів тестового сигналу з необхідними розмірами.

4.6.8. Інформаційна технологія розпізнавання образів

У ряді існуючих інформаційних діагностичних технологій необхідно виділити перспективну технологію одержання діагностичної інформації – технологію розпізнавання станів (образів). Фактично ця технологія є одним з видів інформаційної технології, що самонавчається. Ідеологія цієї технології й архітектура систем для її реалізації розробляються протягом досить великого проміжку часу, що пов'язано з її значною складністю. На перших етапах розвитку цієї технології вона не одержала широкого практичного застосування. Це обумовлено тим, що її розробка й реалізація потребує не тільки складного математичного апарату і програмного забезпечення, але й апаратури з відповідними обчислювальними можливостями.

У даний час, у зв'язку з активним розвитком і вдосконаленням обчислювальної техніки, інформаційні технології, що самонавчаються, які направлені для вирішення завдань розпізнавання стану об'єкта, розвиваються досить інтенсивно. Для розвитку систем, що самонавчаються, об'єкти дослідження повинні описуватися значною кількістю параметрів. Одним з напрямків розвитку інформаційних технологій, що самонавчаються, є так звані «нейронні мережі» [27, 30].

Рівень досягнень у розвитку цього напрямку інформаційних технологій дозволяє зробити висновок, що вирішення завдання ідентифікації динамічних процесів, що характеризуються значною кількістю випадкових компонентів, є реальним.

Наведений вище короткий аналіз основних методів обробки сигналів дозволяє зробити оцінку практично всіх інформаційних технологій, використовуваних у сучасних системах моніторингу й функціональної діагностики механічних систем.

4.7. Класифікація методів віброакустичної діагностики механічних систем

Сучасні системи моніторингу й діагностики (рис. 4.21) будують на базі неруйнуючих методів контролю і діагностування. Використовувані в них методи діагностування поділяються на такі дві основні групи.

1. До першої групи відносяться методи тестової діагностики, в яких використовують штучне збудження сигналів в об'єкті, що підлягає контролю. Це так звані активні методи діагностики. В цих методах про стан контрольованого об'єкта судять за ступенем зміни характеристик сигналу збудження (зондувального сигналу). Зондувальні сигнали мають завчасно відомі амплітудно-частотні характеристики.

Визначення стану механічної системи виконують шляхом вивчення змін характеристик сигналу, що формуються при його проходженні безпосередньо через об'єкт діагностики. Такі методи реалізують на базі досить простих інформаційних технологій. Вони широко використовуються для діагностування різних кінематичних і статичних вузлів на етапі їх виготовлення, а також машин і устаткування в статичному режимі (в непрацюючому стані).

2. Ця (друга) група методів діагностики включає в себе методи функціональної (робочої) діагностики, тобто діагностику системи в динамічному режимі. В цих методах використовують пружні коливання, що виникають у процесі роботи механічної системи. Ці методи засновані на аналізі процесів збудження і характеристик пружних коливань, а не їх змін під час поширення.

Більше того, зміни характеристик вібраційних коливань, що можуть спостерігатися в процесі контролю, як правило, ускладнюють аналіз вимірюваних сигналів і, як наслідок –

використовувану інформаційну технологію. Інформація, одержувана в результаті аналізу змін характеристик вібраційного сигналу кінематичного збудження пружних коливань при проходженні їх через діагностований об'єкт, використовується для вирішення конкретних завдань функціональної діагностики.



Рис. 4.21 – Контрольно-вимірювальна апаратура для вібродіагностики:
а – портативна система вібродіагностики;
б – стаціонарна система моніторингу механічних систем

4.8. Технічні засоби реалізації інформаційних технологій у функціональній віброакустичній діагностиці

4.8.1. Розвиток технічних засобів з реалізації інформаційних технологій у функціональній діагностиці

Теоретичні засади інформаційних технологій на базі кожного з методів обробки сигналів реалізуються відповідними технічними засобами одержання, виміру, аналізу й передачі інформації. У розвитку технічних засобів для реалізації діагностичних інформаційних технологій спостерігаються три таких етапи.

Перший етап відноситься до початку розвитку діагностики, насамперед віброакустичної, коли засобами оцінки технічного стану механічних систем за їх шумом чи вібрацією були органи відчуття людини. Слуховий аналізатор людини здатний сприймати й аналізувати акустичні сигнали в звуковій області частот: від 16 до 20000 Гц. Вібрація механізмів у цій області частот завжди супроводжується звуковими коливаннями, що є похідними вібрації. На низьких частотах людина сприймає вібрацію контактним шляхом. Завдяки цьому аналіз вібраційних сигналів виконували за допомогою стетоскопів.

Другий етап розвитку визначається з моменту створення віброакустичних приладів, призначених для вимірювання та спектрального аналізу сигналів вібрації й шуму, що знаходяться вище звукового діапазону частот. Поява таких приладів інтенсифікувала дослідження в напрямку розробки методів аналізу сигналів, спеціалізованих для вирішення завдань діагностики.

Розробка методів ударних імпульсів і обгинаючої інформаційного сигналу в 60 – 70 роки дозволила зробити якісний крок у становленні діагностики механічних систем, що полягав не тільки у вирішуванні ряду діагностичних завдань за однократними вимірами вібрації чи шуму, але й у розвитку методів діагностування на основі вузькосмугового спектрального аналізу сигналів. У ці ж роки були проведені дослідження з вивчення впливу різних видів дефектів як на функціонування механічних систем, так і на діагностичні сигнали. Результати цих досліджень показали, що найбільшою діагностичною інформацією володіє вібраційний сигнал, а сигнали інших видів за фізичною природою (наприклад, шум) практично дублюють інформацію, що утримується в сигналі вібрації. Крім того, стало очевидним, що в багатьох типах кінематичних вузлів дефекти починають розвиватися ще в першій половині їх життєвого циклу. Дослідження показали, що

дефекти, практично відразу після виникнення, починають впливати на параметри генерованих цими вузлами вібрації й шуму [2–4]. Основною проблемою при виявленні викликуваних ними змін у сигналі вібрації є розділення їх з тими змінами, що відбуваються через флуктуації навантаження, частоти обертання, температури вузлів та інших параметрів механічної системи й зовнішніх умов. Ця проблема стає однією з першорядних при вирішенні завдань діагностування механічних систем.

Третій етап у розвитку технічних засобів діагностики став наслідком активного розвитку комп'ютерних техніки й технологій. Це активізувало розробку цифрових аналізаторів спектра, що дозволяють одночасно виконувати фільтрацію декількох сотень частотних складових інформаційного сигналу. В цей же час активізувалися розробки і в напрямку створення експертних програм і програм автоматичного діагностування та прогнозування технічного стану механічних систем і їх окремих кінематичних вузлів. Поява потужних персональних комп'ютерів дала можливість розробки нових інформаційних технологій на базі статистичних методів розпізнавання образів, які частково вже використовуються при вирішенні завдань віброакустичної діагностики механічних систем.

4.8.2. Структура контрольно-вимірювальних засобів, що використовуються у функціональній віброакустичній діагностиці

В основі всіх засобів виміру й аналізу сигналів вібрації і шуму лежать три типи пристроїв, що виконують відповідні операції.

Перший – датчик вібрації чи мікрофон, що перетворює пружні коливання, які генеруються кінематичною парою чи механічною системою в цілому в адекватний електричний сигнал.

Другий – фільтр, що виділяє компоненти сигналу в необхідній області частот.

Третій – детектор, що призначений для виділення обгинаючої всього чи виділеної компоненти інформаційного сигналу з метою подальшого вимірювання їх амплітуди. Залежно від поставлених завдань вибирають тип і місце підключення фільтра в структурній схемі контрольно-вимірювального пристрою чи системи.

Залежно від виду інформаційної технології, в реалізації якої використовують ці пристрої, розробляють їх відповідні комбінації. Нижче наведені структури основних видів контрольно-вимірювальних приладів для контролю і діагностики механічних систем за вібраційними чи шумовими сигналами (рис. 4.22, а, б, в, г, д).

Найпростішими є вимірник загального рівня вібрації (шуму) і прилад для виміру пікфактора сигналу вібрації, тобто реєстратор ударних імпульсів. Структура цих приладів показана на рис. 4.22,а й 4.22,б відповідно. У вимірнику загального рівня вібрації фільтр може бути відсутнім, якщо немає спеціальних вимог до смуги частот вимірюваного сигналу. У вимірнику пікфактора, для простоти реалізації, як правило, використовують механічний резонатор у вигляді металевого стрижня з резонансом на частотах вище 25 кГц. Така висока частота резонансу, з одного боку, зменшує габарити резонатора, а з іншого – дозволяє одержати більш високу величину пікфактора. Це забезпечується за рахунок фільтрації високочастотної складової вібраційного сигналу перешкоди, що генерується силами тертя в кінематичних парах механічної системи.

У даний час розглянуті вище структурні схеми контрольно-вимірювальних приладів доповнюють засобами обчислювальної техніки, що дозволяє мінімізувати чи повністю виключити етап камеральної обробки результатів дослідження.

Розвиток обчислювальної техніки дозволяє також використовувати на практиці більш складні комп'ютерні та інформаційні технології й тим самим удосконалювати прилади, наприклад, за рахунок цифрової обробки сигналів.

На практиці найбільш поширеними засобами вимірювання, реалізованими на базі обчислювальної техніки, є аналізатори форми, спектру чи спектру обгинаючої інформаційного сигналу.

Так, аналізатор форми інформаційного сигналу (рис. 4.22,в) дозволяє вимірювати амплітуду й фазу окремих складових сигналу. За рахунок введення інформації про кут повороту колінчастого вала вирішена також задача подальшого порівняльного аналізу форми окремих ділянок сигналу.

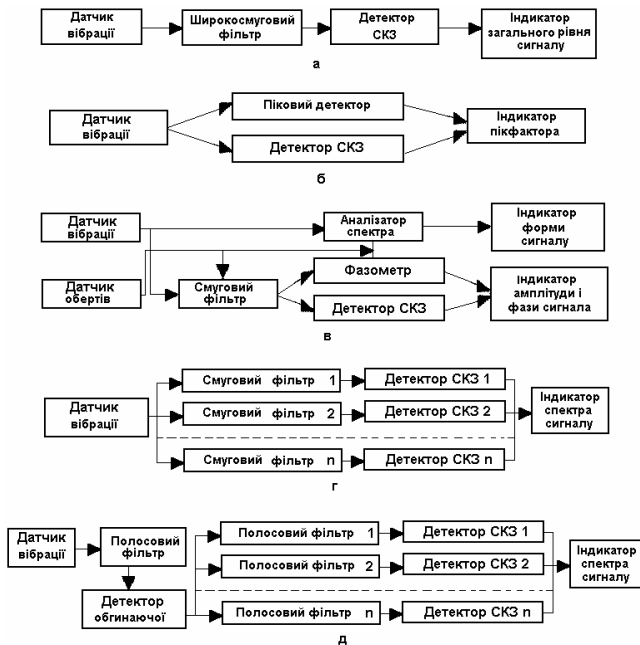


Рис. 4.22 – Структура основних видів контрольно-вимірювальних приладів для вимірювання й аналізу сигналів вібрації й шуму:
СКЗ – середньоквадратичне значення

Початок і кінець таких ділянок визначають за кутом повороту вала. Подібні аналізатори широко використовують як для діагностики механічних систем зворотно-поступального типу й роторів, так і у процесі балансування їх механізмів та вузлів.

Аналізатор спектра сигналу (рис. 4.22,г) застосовують при вирішенні завдання моніторизації механічної системи.

За рахунок введення ряду смугових фільтрів і детекторів СКЗ такі прилади дозволяють оперативно проводити вимірювання характеристик кінематичних вузлів контрольованої механічної системи з подальшим формулюванням результатів та висновків моніторизації на основі методу порівняння. Контрольно-вимірювальні прилади такого типу призначені для проведення моніторингу механічних систем практично всіх типів.

Аналізатор спектра обгинаючої (рис. 4.22,д) призначений, в основному, для дослідження випадкових процесів у кінематичних парах механічних систем, потужність яких періодично змінюється з часом.

4.9. Аналіз основних тенденцій розвитку засобів вимірювання й аналізу у функціональній віброакустичній діагностиці

4.9.1. Прилади й контрольно-вимірювальні системи функціональної віброакустичної діагностики

У даний час найбільш ефективним засобом виміру й аналізу інформаційних сигналів є сполучення контрольно-вимірювальних вузлів з пристроями перетворення сигналів вібрації й шуму в цифрову форму для введення їх в оперативну пам'ять комп'ютера (ПК) з метою автоматизації обробки даних та одержання кінцевого результату. На базі такої архітектури

контрольно-вимірювальних систем можливе використання кожної з розглянутих вище інформаційних технологій або їх комбінації. При чому, створення таких систем полегшено тим, що рядом підприємств виробляються спеціалізовані вхідні пристрої й відповідне програмне забезпечення до них. Структурна схема типового універсального вхідного пристрою наведена на рис. 4.23.

Суттєвим недоліком цього напрямку реалізації розглядуваних засобів виміру й аналізу інформаційних сигналів є їх значні габарити, тому вони призначені, в основному, для проведення вимірів чи досліджень *в лабораторних умовах*.

Для вирішення задачі вібродіагностики *в польових умовах* описану архітектуру контрольно-вимірювальних систем реалізують на базі портативної обчислювальної техніки, наприклад з використанням переносних комп'ютерів типу Portable, Notebook або Penbook. При використанні комп'ютерів типу Portable їх доповнюють вказаними вище спеціалізованими вхідними пристроями, як і ПК, через узгоджувальні вузли. Слід зазначити, що в ряді модифікацій другого й третього типу комп'ютерів заводами-виготовниками передбачені додаткові входи за стандартом Pc-Card, що полегшує практичну реалізацію задачі створення контрольно-вимірювальних чи інформаційних систем вібродіагностики.

Вирішення завдання використання ПК та переносних комп'ютерів у системах функціональної вібродіагностики полегшено тим, що у стандарті Pc-Card випускаються також звукові та карти з пристроями введення аналогових сигналів у комп'ютер.

Таким чином, сучасний стан розвитку комп'ютерної техніки і технологій принципово й технічно дозволяє створювати контрольно-вимірювальні та інформаційні системи

функціональної вібродіагностики необхідної конфігурації з урахуванням конкретних завдань.

Для вирішення практичних технологічних завдань функціональної вібродіагностики в умовах виробництва у практиці контролю сформований напрямок розробки й використання спеціалізованих контрольно-вимірювальних приладів та систем. Такі засоби виміру й контролю призначені для вирішення суто практичних прикладних завдань, що виникають у виробничому процесі.

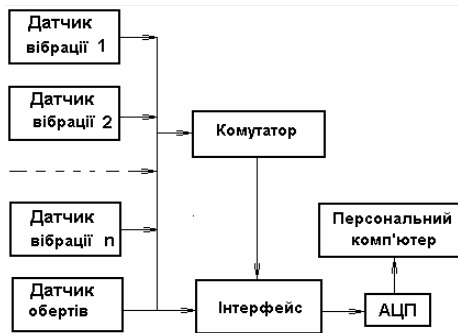


Рис. 4.23 – Структура вхідного пристрою багатопараметрового контролю вібраційних характеристик двигунів внутрішнього згоряння:
АЦП – аналого-цифровий перетворювач

Як правило, цифрові аналізатори розробляють під визначену групу сигналів, технології обробки яких близькі за принципом, хоча існують і універсальні аналізатори, в структурі яких закладена можливість одночасного використання декількох інформаційних технологій.

Аналіз рівня використання інформаційних технологій в засобах віброакустичної діагностики показує, що практично в усіх типах аналізаторів передбачений вузькосмуговий спектральний аналіз сигналів. Спектральний аналіз обгинаючої

інформаційного сигналу, необхідний при використанні відповідної інформаційної технології, застосовують досить рідко. Причина цього полягає в тому, що для такого виду аналізу в контрольно-вимірювальній системі необхідно мати не один, як це має місце в найбільш поширених конфігураціях персональних комп'ютерів, а два паралельно працюючі процесори. Один з них служить для попередньої обробки високочастотних сигналів у реальному масштабі часу, а другий – для спектрального аналізу обгинаючої віброакустичного сигналу. Аналізатори такого типу є досить складними. У зв'язку з цим їх використовують для таких цільових досліджень, де їх використання є економічно вигідним.

Досліджувальні системи функціональної діагностики будують переважно на основі ПК чи портативних комп'ютерів. Це дозволяє досягти їх значної універсальності – закладати на етапі проектування необхідні: перелік контрольованих параметрів; архітектуру системи; а також можливість змінювання її технічних характеристик, адаптуючи їх відповідно до задач, що надходять чи виникають у процесі наукових досліджень.

Так як структура розглядуваних засобів і систем контролю безпосередньо пов'язана з операціями комп'ютерної обробки даних, то очевидно, що, в основному, їх розвиток буде слідувати тенденціям розвитку засобів обчислювальної техніки. Таким чином, як прогноз можна зробити висновок, що в найближчі роки найбільшого поширення набудуть малогабаритні прилади для вимірювання й аналізу віброакустичних сигналів з різними технологіями обробки сигналів, вбудованим мікрокомп'ютером, що має необхідні обчислювальні можливості й стандартну операційну систему.

Здешевлення і збільшення потужності мікрокомп'ютерів стимулює розвиток ще одного напрямку в створенні технічних засобів для вібродіагностики механічних систем – це поєднання в одній системі можливостей функціональної й тестової діагностики. Для його реалізації необхідно забезпечити багатоканальний прийом, аналіз і математичну обробку інформаційних сигналів, а також програмними засобами вирішити завдання формування зовнішніх тестових сигналів з заданими параметрами і керування джерелами їх генерування (рис. 4.24).

На додаток до викладеного вище зазначимо, що важливим і суттєвим завданням, що стосується створення та подальшого розвитку розглядуваних інформаційних систем, є формування бази даних, обсяг і перелік параметрів якої визначається на етапі постановки завдання за схемо-технічними параметрами конкретної контрольно-вимірювальної системи чи пристрою.

4.9.2. Експертні системи віброакустичної діагностики

Як було зазначено вище, сучасний етап у розробці й використанні засобів технічної діагностики характеризується інтенсивною комп'ютеризацією. Застосування сучасної обчислювальної техніки, насамперед високопродуктивних, відносно недорогих персональних комп'ютерів уможливило появу якісно нового покоління приладів і систем технічної діагностики, що застосовуються в різних галузях промисловості для дослідження стану механічних систем. Відмінною рисою контрольно-вимірювальних пристроїв і систем цього покоління є наявність у них розвинених систем комп'ютерної обробки інформації, що використовують евристичні й формальні методи [43, 48, 71, 76. 82].

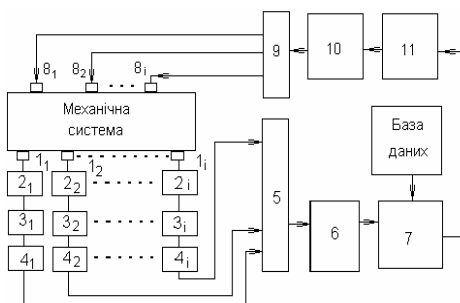


Рис. 4.24 – Структура інформаційної системи контролю віброакустичних характеристик механічної системи:

1_i – датчики-перетворювачі; 2_i – смугові фільтри;
 3_i – вимірники параметрів віброакустичних сигналів;
 4_i – аналого-цифрові перетворювачі;
 5 – комутатор;
 6 – інтерфейс;
 7 – комп'ютер; 8 – датчики вводу тестових сигналів;
 9 – комутатор тестових сигналів; 10 – вихідний блок генератора тестових сигналів; 11 – блок формування тестових сигналів

У зв'язку з цим на сьогодні реальним і актуальним є завдання створення інтелектуальних засобів технічної діагностики механічних систем.

Використання методів штучного інтелекту як при розробці, так і безпосередньо в засобах технічної діагностики забезпечить ефективне та якісне вирішення такого завдання. Прикладом експертних систем, що призначені для вирішення розглядуваної задачі є SU/X (Машинна акустика, SACON (Технічна діагностика).

Найбільш перспективним представляється застосування в засобах технічної діагностики такого напрямку, як експертні системи. Підставою для такого висновку можуть служити результати аналізу потенційних можливостей експертних систем, розв'язуваних ними завдань та областей їхнього успішного застосування. Так, закордонний досвід свідчить, що основними предметними областями, для яких розробляються й ефективно застосовуються експертні системи, є військово-

промисловий комплекс, геологія, інформатика, комп'ютерні системи, аерокосмічна галузь, медицина, метеорологія, промисловість, електроніка. У цих областях експертні системи дозволяють вирішувати завдання діагностики, проектування, планування, прогнозування, керування, навчання, інтерпретації і ремонту [1, 6, 12, 30, 40, 50, 71, 72, 77, 82].

Актуальність розвитку цього напрямку досліджень підтверджується тим, що в даний час у країнах дальнього зарубіжжя вирішенню завдань діагностики приділяють особливу увагу. Так, більше половини з розроблюваних й існуючих експертних систем орієнтовані на вирішення таких завдань. Інтенсивний розвиток цього напрямку діагностики й неруйнівного контролю обґрунтований наступними причинами. По-перше, експертні системи орієнтовані на вирішення широкого класу неформалізованих завдань. По-друге, при вирішенні практичних завдань такі системи забезпечують результати, що не уступають за якістю тим, які може одержати людина-експерт [69].

Узагальнена структурна схема експертної системи для вирішення завдання технічної діагностики механічних систем представлена на рис. 4.25.

Таким чином, застосування експертних систем для вирішення розглянутого класу завдань дозволяє в ряді випадків повністю виключити участь людини в процесі прийняття остаточних рішень не знижуючи, а в деяких випадках і підвищуючи якість контролю й технічної діагностики розглядуваних об'єктів. При цьому, слід зазначити, що найчастіше використання експертних систем підвищує рівень компетентності людини, що також позитивно позначається на якості діагностики.

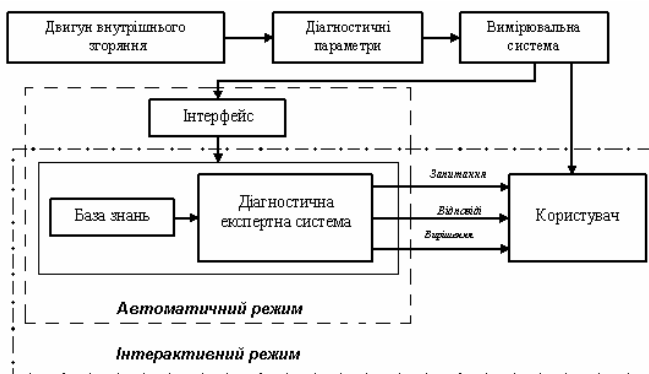


Рис. 4.25 – Узагальнена структура експертної системи для вібродіагностики двигуна внутрішнього згоряння

Комплекс неформалізованих завдань, розв'язуваних з залученням такого напрямку реалізації діагностики механічних систем, представляється можливим умовно розділити на два такі класи:

1. Завдання, пов'язані з дослідженням, проектуванням, розробкою засобів технічної діагностики.
2. Завдання обробки й аналізу інформації, одержуваної засобами технічної діагностики про об'єкти з метою прийняття рішень.

Відомо, що для одержання інформації необхідного ступеня надійності й точності потрібне попереднє дослідження характеристик об'єкта контролю з наступним створенням адекватних моделей залежності його віброакустичних характеристик від технічного стану конкретних конструктивних вузлів чи елементів.

Наступним етапом вирішення завдань першого класу є формування діагностичних моделей, синтез і оптимізація архітектури засобів технічної діагностики. Поставлене завдання

підвищення точності й надійності діагностики включає також етап вибору ефективних методів обробки й аналізу інформації, фільтрації заважаючи факторів синтезу й оптимізації апаратного й програмного забезпечення.

Завдання другого класу безпосередньо пов'язане з вирішенням проблем технічної діагностики механічних систем. В наслідок значної складності об'єкта контролю, що характеризується різноманіттям діагностичних ознак і дефектів, специфічними умовами контролю якості універсального алгоритмічного вирішення такого кола практичних завдань на цей час не існує. У цьому разі визначальну роль в успішному вирішенні поставленого завдання мають досвід оператора і повнота апріорних даних.

Важливим етапом побудови експертних систем розглянутого напрямку є складання вимог, що пропонуються до змісту бази знань (рис. 42.6). Ці вимоги включають знання про дану механічну систему, режими її функціонування, умови контролю й діагностики, можливі дефекти й несправності її кінематичних вузлів, конструктивних елементів; дії у разі виникнення тих або інших ситуацій і т. д. Такі експертні системи можуть бути, як системами, що працюють в реальному масштабі часу, функціонувати в комплексі з вимірювальною апаратурою, так і системами інтерактивного типу. Для таких експертних систем характерно те, що інформація, отримана за допомогою вимірювальної апаратури, є для них вихідною.

Організація бази знань експертної системи повинна являти собою ієрархію різних рівнів і типів знань.



Рис. 42.6 – Узагальнена структура бази знань експертної системи

В її основі повинні лежати апріорні знання. Такі знання містять у собі дані про організацію сигналів, методи й характеристики їх обробки, інтерпретацію і формування результату діагностики. Апріорні знання в цьому разі можна розділити на три такі групи:

1. Базові структури вібраційних і акустичних сигналів механічної системи.
2. Можливі модифікації вібраційних і акустичних сигналів, що виникають у разі появи дефектів у її кінематичних вузлах і конструкційних елементах.
3. Розробка й введення в експертну систему адекватних методів виявлення і розпізнавання дефектів.

Таким чином, в експертній системі формуються два наступні інтелектуальні рівні. На верхньому рівні вирішуються завдання перевірки відповідності базових структур вібраційних і акустичних

сигналів у досліджуваній механічній системі, реакції структур цих сигналів на виникаючі дефекти.

На нижчому інтелектуальному рівні експертної системи реалізується вироблення рішень з метою кінцевої діагностики стану механічної системи.

Аналіз розроблювальних та існуючих експертних систем технічної діагностики дозволяє виявити деякі тенденції в їхній побудові [16, 71 – 73]:

- бази правил експертних систем у середньому нараховують близько 300 найменувань, хоча зустрічаються експертні системи, що містять 20...25 тис. правил;
- найбільш часто в основу експертних систем покладені системи правил типу «якщо..., то...»;
- у реалізаціях механізму формування висновків експертних систем найбільш часто використовують прямі ланцюжки міркувань. Зворотні ланцюжки для прийняття рішень застосовують рідше.

На даний час рівень розвитку експертних систем для технічної діагностики механічних систем характеризується, в основному, проведенням науково-дослідних робіт і створенням експериментальних зразків. Розробка експертних систем є тривалим і трудомістким процесом. Так, за оцінками закордонних фахівців для розробки експертної системи потрібно від п'яти до десяти років. Таке положення пояснюється труднощами, що властиві розробці складних об'єктів, до яких відносяться розглядувані системи.

Таким чином, створення експертної системи для діагностики механічних систем є складним комплексним завданням, що дозволяє вирішити цілий ряд наукових і технічних проблем.

4.9.3. Системи діагностики й моніторингу механічних систем віброакустичним методом

Протягом багатьох років методи контролю і діагностування механічних систем чи їх кінематичних пар за діагностичними сигналами ґрунтувалися на порівнянні величин сигналу чи його складових з граничними значеннями, що розділяють їх дефектний і бездефектний стани. Системи контролю і діагностики, створювані на базі цих методів, забезпечували виділення інформативних складових з вимірюваного сигналу й реєстрацію моментів перевищення ними граничних (порогових) значень, що фактично фіксувало закінчення життєвого циклу механічної системи чи часу міжремонтного періоду. (Під життєвим циклом розуміється стан об'єкта, при якому він здатний виконувати покладені на нього функції з параметрами, встановленими вимогами технічної документації). Будь-яке перевищення граничних значень (порогів) реєструвалося як дефект, вид якого визначали за сукупністю складових інформаційного сигналу, що перевищили задані для кожної з них пороги.

Сучасні системи моніторингу стану механічних систем, що є логічним розвитком систем контролю, також будують за цими принципами. В даний час системи моніторингу мають значно розвинуту структуру. Вони дають змогу не тільки контролювати значення необхідних віброакустичних параметрів, порівнювати їх з граничними величинами й виявляти тенденції зміни їх з часом, але й прогнозувати час, коли вони досягнуть граничних (допустимих) чи порогових значень.

З викладеного вище виходить, що проблеми користувача систем моніторингу пов'язані з необхідністю правильної інтерпретації даних відносно визначення дефектів, що

виявляються в процесі роботи механічної системи, і, як наслідок, – прогнозуванні зміни її стану.

Межею, що розділяє системи моніторингу й діагностики, є клас виявлених змін у функціонуванні механічної системи при їх розділенні на дві такі групи:

1. Оборотні, що можуть бути ліквідовані зміною режимів роботи механічної системи.

2. Необоротні, що проявляються в результаті виникнення дефектів.

На сьогодні жодна з існуючих систем моніторингу не відповідає повністю такому розподілу. Тому системи діагностики повинні вступати в дію до того, як виявлені системою моніторингу зміни функціонування механічної системи будуть розділені на групи оборотних і необоротних. У зв'язку з цим однією з основних характеристик систем діагностики слід вважати глибину її інтеграції в систему моніторингу.

Іншою важливою характеристикою систем діагностики є необхідний ступінь підготовки оператора. За обсягом необхідної від оператора діагностичної підготовки системи поділяють на три такі групи:

- Перша – професійні системи діагностики, в яких оператор самостійно вибирає інформаційну технологію і засоби виміру. Знання і досвід оператора-експерта при використанні подібної системи повністю визначають глибину й вірогідність діагнозу та прогнозування стану механічної системи.

- Друга – експертні системи діагностики, що включають у себе експертні програми, що містять відповіді на типові запитання оператора, тобто допомагають оператору приймати рішення в певних ситуаціях. З такими експертними системами можуть працювати оператори, які мають спеціальну підготовку,

але не володіють глибокими знаннями й досвідом оператора-експерта.

▪ Третя – системи автоматичного діагностування. Такі системи будують на основі методів, що дозволяють автоматизувати постановку діагнозу, формуючи для оператора програму вимірів. Використання таких систем не потребує операторів з спеціальною підготовкою. Час навчання оператора роботі з такими діагностичними системами не перевищує двох-трьох днів. Уперше подібні методи й системи автоматичного діагностування з'явилися на початку дев'яностих років XX ст. У нинішній час системи автоматичного діагностування одержали значне поширення. Сучасні розробки таких систем направлені на розширення номенклатури діагностованих машин і устаткування.

Отже, методи діагностування механічних систем і кінематичних вузлів за вібрацією і шумом слід класифікувати з урахуванням вимог до глибини їх інтегрування в методи моніторизації й завдань, що стоять перед користувачем системи діагностики. Важливими є також забезпечення виконання вимог, що ставляться до проведення діагностичних вимірів і глибини одержуваного за цими вимірами діагнозу стану механічної системи.

4.10. Практика використання методів пасивної віброакустичної діагностики механічних систем

4.10.1. Методи діагностування якості складання механічних систем

Методи діагностування якості складання механічних систем застосовують у процесі й безпосередньо після завершення їх регламентного технічного обслуговування, а також при виконанні робіт з динамічного балансування кінематичних

вузлів системи на місці їхньої установки. Завдання, що вирішують за допомогою цих методів, не вимагають використання систем моніторизації. Для діагностування якості складання механічної системи достатньо одержання інформації за допомогою систем діагностики або стендів вихідного контролю якості продукції [2, 4]. Особливістю цієї групи методів є можливість одночасного застосування тестових методів діагностування. Так, наприклад, тестовими сигналами може бути дія додаткових відцентрових сил на частоті обертання ротора після установки пробних і балансувальних мас у відповідні площини балансування чи поява динамічних сил змінної частоти, що виникають у машині під час вибігу.

З інформаційних технологій, використовуваних у методах діагностування якості складання механічних систем, найчастіше застосовують часово-фазову. Як правило, вона доповнюється спектральною і технологією обгинаючої інформаційного сигналу. Завданням систем діагностики, які використовують дану технологію, є виявлення різного виду не співвісностей валів при стикуванні машин і визначення причин, що обмежують ефективність балансування кінематичних вузлів. Так, наприклад, залежно від виду дефекту в механічній системі можуть з'являтися до десяти додаткових джерел вібрації на частоті обертання ротора, що, звичайно, перешкоджає його балансуванню.

Перед розробниками механічних систем, як правило, не ставиться завдання створення систем автоматичного діагностування якості їх складання. Персонал, який займається, наприклад, балансуванням кінематичних вузлів механічних систем, має високу професійну підготовку й самостійно вирішує таке завдання за методиками, призначеними для експертів.

4.10.2. Методи діагностування стану механічних систем за результатами моніторингу

Методи діагностування стану механічних систем за результатами моніторингу розробляють на базі інформаційних технологій, використовуваних для моніторингу віброакустичного стану об'єкта при обмеженій кількості точок контролю. Як правило, вони орієнтовані на побудову професійних або експертних систем діагностики.

Глибина діагностування, надійність і вірогідність діагностичних даних, забезпечувані такими методами, як правило, є невеликими. Тому їх використовують, в основному, для розробки програми подальших досліджень на основі ідентифікації виявлених змін стану механічної системи за віброакустичними характеристиками.

4.10.3. Методи сумісного моніторингу й діагностування механічних систем

Методи сумісного моніторингу й діагностування механічних систем широко застосовують у стаціонарних віброакустичних системах. Вони забезпечують більш високу вірогідність діагнозу ніж методи, описані вище. Підвищення якісних характеристик організується насамперед за рахунок збільшення числа точок контролю рівня вібрації чи шуму.

На практиці найбільш часто використовують методи з повним розділенням функцій моніторингу й діагностики. Тому й системи, побудовані на основі цих методів, як правило, складаються з двох функціонально різних частин. Перша, що вирішує завдання моніторингу, включає в себе датчики вібрації чи шуму, стаціонарно встановлені на об'єкті моніторингу й діагностики. Це забезпечує своєчасне виявлення змін віброакустичного стану об'єкта, виділення з них тих, що

пов'язані з появою необоротних дефектів і, при необхідності, – прогнозування їхнього розвитку. Після виявлення таких змін, при умові ухвалення рішення про продовження експлуатації об'єкта, використовують другу частину системи моніторингу й діагностики. З її допомогою вирішують завдання ідентифікації виявлених необоротних змін і, по можливості, – прогнозування розвитку власне дефектів.

Другу частину системи моніторингу й діагностики найчастіше реалізують у вигляді переносної. Це обумовлено тим, що в ряді випадків для ідентифікації дефекту необхідно виконувати додаткові вимірювання рівня вібрації чи шуму. Такі вимірювання роблять у точках, де очікуваний вид дефекту має найбільшу інтенсивність інформаційного сигналу.

У сучасних системах моніторингу методи діагностування все частіше використовують не тільки для ідентифікації дефектів і тих змін віброакустичного стану механічної системи, що є похідними дефектів, а й умов її експлуатації [4, 6]. Таке об'єднання методів і технічних засобів для вирішення завдань моніторингу й діагностики, як правило, підвищує якість діагнозу, тому що зміна режиму роботи механічної системи досить часто впливає на діагностичні ознаки дефектів. При цьому одночасно ускладнюється процес дослідження, що вимагає більш високої кваліфікації експерта або застосування більш складних систем автоматичного діагностування механічних систем.

Ускладнення методів моніторингу й діагностики механічних систем, як правило, призводить до збільшення кількості точок виміру, удосконалення блоків обробки інформації, збільшення обсягу оперативної пам'яті та ін. Як наслідок, це викликає збільшення вартості такої комплексної системи. Тому з економічного погляду оптимальною стаціонарною системою

моніторингу й діагностики є така, що раціонально об'єднує функції моніторингу й діагностики. Так, наприклад, для виконання моніторингу й діагностики повинна бути визначена необхідна і достатня кількість точок контролю, що розташовані на таких кінематичних вузлах механічної системи, які значною мірою визначають її подовженість життєвого циклу. Як правило, це точки на корпусах підшипникових вузлів. Для тих типів механічних систем, у яких підшипники є основними джерелами вібрації, для одержання інформації про стан інших кінематичних вузлів можуть бути використані дві-три точки контролю на корпусі, віддалені від підшипникових вузлів.

Одним з важливих завдань моніторингу є виявлення змін віброакустичного стану механічної системи, її кінематичних вузлів за вимірами, проведеними з мінімально можливими часовими інтервалами. Після виявлення таких змін, навіть незначних, вводять в дію систему діагностики, за допомогою якої здійснюють повний цикл діагностичних вимірів з використанням стаціонарно встановлених датчиків. У тому випадку, коли для ідентифікації причин появи виявлених змін в роботі механічної системи комплексних даних моніторингу й діагностики недостатньо, проводять додаткові вимірювання віброакустичних характеристик за допомогою переносних засобів, що входять до складу об'єднаної системи моніторингу й діагностики.

4.10.4. Методи діагностування і прогнозування стану механічних систем за періодичними вимірами рівня вібрації

Більшість дефектів механічних систем, що розвиваються в її кінематичних вузлах, починають позначатися на характеристиках вібрації й шуму за багато часу до настання передаварійної ситуації. Виняток становлять лише деякі з

дефектів, що формуються у процесі виготовлення деталей кінематичних вузлів або такі, що з'являються в результаті порушення правил експлуатації механічної системи. Вони можуть виявитися на будь-якому етапі життєвого циклу такої системи і за короткий строк розвинути до аварійно небезпечних. Якщо припустити, що такі дефекти відсутні, то відпадає необхідність моніторингу механічних систем з короткими інтервалами між вимірами. Як наслідок цього виникає необхідність створення й використання переносних систем, призначених для діагностики з інтервалами між вимірюваннями з заданими проміжками часу. Залежно від класу контрольованої механічної системи, вимог до її надійності, ступеня небезпеки для людини й навколишнього середовища часові діапазони між вимірюваннями можуть складати декілька тижнів або навіть місяців.

Вимірювальні засоби, призначені для діагностування і прогнозування за періодичними вимірами вібрації чи шуму, також будують на сполученнях розглянутих вище інформаційних технологій. Вони, як правило, розраховані для використання кваліфікованими експертами. Причому, найкращих результатів діагностики й прогнозування досягають при реалізації методів, що використовують сукупність інформаційних спектральної і технології обгинаючої інформаційного сигналу.

Використання цієї групи методів для діагностування вимагає глибокого знання процесів розвитку дефектів і впливу їх на параметри вібрації та шуму у всіх видах діагностованих механічних систем. Оскільки в даних методах використовується порівняльний аналіз результатів вимірів рівня вібрації чи шуму, виконаних у різний час, то до надійності й вірогідності віброакустичних вимірювань ставляться досить високі вимоги.

Виконувати такі вимірювання може тільки фахівець з великим досвідом, що дещо обмежує можливість і ефективність діагностування за розглядуваним методом. На додаток до цього слід зазначити, що необхідною умовою одержання достовірних даних при вимірюваннях є забезпечення ідентичності режимів роботи діагностованої механічної системи, що є достатньо складним завданням.

Розробка методів діагностування за періодичними вимірюваннями рівня вібрації чи шуму, що дозволяють автоматизувати постановку діагнозу й прогнозування стану механічної системи, має ті ж труднощі, що й розробка методів, які вимагають прийняття рішень оператором.

Найбільш складно вирішуються питання вибору результатів тих вимірів, вірогідність яких не підлягає сумніву, особливо якщо вони відрізняються від результатів попередніх. Складність прийняття рішення про стан механічної системи підвищується тим, що причиною відмінностей результатів вимірювання може бути не тільки поява дефекту чи непередбачена зміна режимів роботи досліджуваного об'єкта, але й помилка оператора, наприклад у виборі місця установки датчика чи якості його закріплення. У вказаному переліку причин, що можуть призвести до хибного висновку про стан системи, підтримка однакових режимів і умов роботи (в тому числі й параметрів навколишнього середовища) механічної системи при кожному циклу вимірювань діагностичних даних, що проводять через інтервали часу порядку декількох тижнів чи місяців, є досить вагомою. До цих параметрів відносяться наприклад, навантаження, частота обертання, температура навколишнього середовища та ін. [23, 25].

Незважаючи на вказані труднощі, розробка і вдосконалення методів автоматичного діагностування машин за періодичними

вимірами вібрації, реалізація їх у контрольно-вимірювальних приладах проводиться в багатьох країнах і на даний час існує ряд систем діагностики, в яких вони використовуються достатньо ефективно.

4.10.5. Методи діагностування і прогнозування стану механічних систем за одноразовим вимірюванням рівня вібрації

Методи й вимірювальні засоби діагностування і прогнозування стану механічних систем за одноразовими вимірюваннями рівня віброакустичних параметрів є найбільш поширеними, хоча характеризуються значною складністю і тому здебільшого можуть використовуватися тільки кваліфікованими експертами. Їх будують на основі різного сполучення розглянутих вище інформаційних технологій.

Відмінною рисою цих методів є діагностування стану механічних систем за вібраційними характеристиками окремих кінематичних вузлів або навіть окремих елементів механічної системи, що є джерелами пружних коливань. Найбільша ефективність таких методів досягається при висококваліфікованому використанні спектральної та технології обгинаючої інформаційного сигналу.

Однією з важливих умов якісного застосування будь-якого методу діагностування за однократними вимірюваннями є глибоке знання експертом особливостей розвитку дефектів і їхнього впливу на параметри вібрації чи шуму об'єкта дослідження. Так, для кожного типу механічних систем необхідно, з урахуванням їх конструктивних особливостей, заздалегідь знати перелік усіх ефективних діагностичних ознак і порогових віброакустичних значень. Вирішувати такі завдання можна з використанням засобів діагностування, адаптованих для

певного виду кінематичного вузла, чи з залученням експертів, які спеціалізуються за конкретними видами механічних систем.

В останні роки розробники цього напрямку дослідження механічних систем спрямували свої винаходи на створення спеціалізованих методів, що можуть бути використані для автоматичного діагностування машин або їх кінематичних вузлів. До них відносяться методи й засоби діагностування двигунів внутрішнього згоряння за спектром сигналу вібрації, його обгинаючої, що збуджується силами тертя в діагностованому кінематичному вузлі.

Як свідчать літературні дані, у даний час на стадії розробки знаходяться системи автоматичного діагностування за однократними вимірами рівня вібрації зубчастих передач, зокрема, редукторів. Розроблені також теоретичні положення для створення подібних систем для діагностики робочих коліс насосів і турбін. Всі ці методи базуються на інформаційній технології обгинаючої інформаційного сигналу й доповнюються інформаційною спектральною технологією.

Таким чином, виходячи з викладеного вище аналізу літературних даних слідує, що сучасні методи глибокого діагностування за однократними вимірами вібрації (шуму) поки ще не дозволяють вирішити завдання діагностування й прогнозування всіх видів кінематичних вузлів, а, отже, і механічних систем у цілому. Виняток становлять аварійно-небезпечні вузли, такі, як, наприклад, підшипники кочення, для яких, як зазначалося вище, розроблені й ефективно використовуються системи оцінки їхнього стану.

В перспективі об'єктами застосування цих методів будуть системи моніторингу, в яких реалізована система ідентифікації виявлених змін стану механічної системи. Ці системи ідентифікації дозволять встановлювати значну кількість

оборотних змін стану механічної системи і тим самим знизити частоту помилкових спрацьовувань систем моніторингу. Тобто це дасть змогу підвищити вірогідність і ступінь надійності результатів діагностування.

4.11. Класифікація об'єктів віброакустичної діагностики в механічних системах

Об'єктами віброакустичної діагностики в механічних системах є дефекти, що мають різну фізичну природу утворення. За характером впливу на комплексні характеристики вібрації й шуму об'єкта діагностування вони розділяються на такі три основні групи:

Перша – включає дефекти, поява яких змінює характеристики коливальних сил в кінематичних вузлах механічної системи, що є причиною виникнення вібрації й шуму.

Друга – поєднує дефекти, що не впливають на характеристики коливальних сил, а змінюють механічні властивості кінематичних вузлів, у яких вони з'являються чи знаходяться.

Третя – включає дефекти, що призводять до зміни механічних властивостей вузлів і конструкцій, якими поширюються пружні коливання.

Методи функціональної діагностики дозволяють ефективно виявляти дефекти першої групи. Методами тестової діагностики ефективніше всього виявляються дефекти третьої групи. Дефекти другої групи можуть виявлятися методами як функціональної, так і тестової діагностики. Якщо ж дефекти мають властивості першої й другої груп, то для їхнього виявлення, як правило, потрібно використовувати методи

функціональної діагностики. Всі три групи дефектів на останніх етапах свого розвитку впливають як на характеристики вібрації, так і шуму й тому можуть бути виявлені до моменту виникнення аварійної ситуації системами моніторингу віброакустичного стану машин і устаткування.

Так, на початковому етапі розвитку віброакустичної діагностики її найбільші досягнення були пов'язані з діагностикою циліндро-поршневої групи двигунів внутрішнього згоряння. Під час роботи через певні інтервали часу в двигуні формуються ударні імпульси, обумовлені особливостями згоряння палива, роботою поршнів і розподільних клапанів. Порівняння сигналів вібрації, збуджуваних ударами різних циліндрів за часом початку, формою й амплітудою дає можливість виявити дефекти циліндро-поршневої групи, систем газорозподільного механізму й запалювання. Ці дослідження можна виконати за допомогою найпростішої апаратури, а саме – датчика вібрації і осцилографа. Порівняння між собою параметрів ударних імпульсів за формою дає змогу досить просто діагностувати вузли, що є їхнім джерелом. Але одночасно ці імпульси утрудняють аналіз вібрації, викликаной іншими вузлами, наприклад підшипниками колінчатого вала. Тому при діагностуванні двигунів внутрішнього згоряння, як правило, не обмежуються використанням тільки віброакустичних технологій.

4.12. Постановка завдання на етапі введення віброакустичної діагностики механічних систем на підприємстві

У цьому розділі розглядаються, в основному питання, що стосуються етапу постановки задачі (розробки методології) діагностування експлуатаційних дефектів кінематичних вузлів

механічних систем, в яких з часом наробітку розвиваються деградаційні процеси, що призводять до несправностей, порушення геометрії контактуючих поверхонь, зменшення експлуатаційної надійності механізмів.

Підсумовуючи викладене в попередніх розділах, можна стверджувати, що сутність основного завдання віброакустичної діагностики машин і механізмів полягає в розробці й практичній реалізації алгоритмів оцінки технічного стану об'єкта діагностування без його розбирання в робочих умовах за характеристиками віброакустичних процесів, що супроводжують його функціонування.

Таким чином, призначенням віброакустичної діагностики є оцінка ступеня відхилення технічного стану механізму від норми за непрямими ознаками, а саме за зміною властивостей віброакустичних процесів у механізмі, що залежать від характеру взаємодії комплектуючих його кінематичних вузлів і деталей. За своєю суттю проблема діагностики актуальна тоді, коли необхідно реєструвати виникнення порушень у механічній системі, розвиток яких може призвести до порушення функціонування або до зменшення життєвого циклу механічної системи.

Як було зазначено вище (Р. 4.1), об'єктом віброакустичного діагностування можуть бути будь-які технічні об'єкти, функціонування яких супроводжується збудженням пружних коливань, як похідних їх нормального стану [37, 38, 46, 47]. Основною відмінною рисою віброакустичної діагностики є використання в якості діагностичних ознак не статичних, а динамічних параметрів, що є результатом взаємодії деталей кінематичних вузлів механічної системи. У процесі функціонування об'єкта пружні коливання у вигляді вібрації чи шуму, що містять в собі діагностичну інформацію,

поширюються по конструкціях механізму й випромінюються у навколишнє середовище. Вони реєструються у вигляді параметрів зсуву, швидкості, прискорення або пульсації тиску. Широкий частотний і динамічний діапазони коливальних процесів, мала інерційність, велика швидкість поширення пружних хвиль по конструкційних елементах механічної системи обумовлюють швидку реакцію віброакустичного сигналу на зміну її технічного стану [6].

Специфікою віброакустичної діагностики машин і механізмів у робочих умовах є недоступність точок доступу для безпосереднього виміру робочих впливів, що практично виключає можливість використання тестових методів. Внаслідок цього основні прийоми віброакустичної діагностики машин і механізмів базуються на функціональному підході.

Складна взаємодія деталей між собою і з зовнішнім середовищем породжує пружні хвилі, що не піддаються точному математичному описанню. Тому методи параметричної ідентифікації, застосовувані в низькочастотному діапазоні для кількісного описання стану механічної системи, як єдиного цілого, у діапазоні частот від 200...300 Гц до 1...2 кГц можна використовувати лише для якісного визначення змін віброакустичних процесів під дією несправностей.

У діапазоні ж частот вище 1...2 кГц коливання механізму являють собою комбінацію різного роду пружних хвиль, аналіз динамічних характеристик яких необхідно вести з використанням акустичних методів, розроблених для дослідження складних за геометрією і структурою суцільних середовищ. Якщо дефекти виготовлення і монтажу можна діагностувати за характеристиками коливань на змусених частотах механізму, то експлуатаційні дефекти на етапі зародження, які внаслідок цього володіють малою коливальною

потужністю, вдається діагностувати лише з використанням високочастотних акустичних коливань у резонансних зонах механічної системи в діапазоні частот $1...2 \text{ кГц} < f < 10...20 \text{ кГц}$ або коливань у зарезонансній області $20 < f < 200...500 \text{ кГц}$ на власній частоті вбудованого віброперетворювача. У діагностиці дефектів, що зароджуються, кращими є методи аналізу нестационарного компонента коливального процесу, а також методи, що базуються на аналізі нелінійних властивостей коливальної системи діагностованого об'єкта.

Одна з особливостей віброакустичної діагностики полягає в тому, що відхилення параметрів технічного стану механічної системи від норми потрібно поставити у відповідність з відхиленням параметрів віброакустичного сигналу. Це означає, що віброакустичний сигнал у режимі нормального функціонування механізму визначає рівень перешкод при діагностуванні. Тому чим складніше механічна система, тим вище рівень її віброакустичної активності й тим важче та складніше виявити інформативну змінювану частину сигналу. Саме у зв'язку з цим для формування діагностичних ознак, чутливих до дефектів, використовують спеціальні методи обробки віброакустичних сигналів. У зв'язку з цим пошук інформативних діагностичних ознак несправностей механічних систем відноситься до числа найбільше складно формалізуємих операцій.

Як показує практика, діагностика необхідна на всіх етапах життєвого циклу механізму: проектування і виготовлення; експлуатації; у ремонтний період; зняття з експлуатації.

Методи й засоби діагностування, застосовувані на цих етапах, істотно різняться між собою (рис. 4.27).

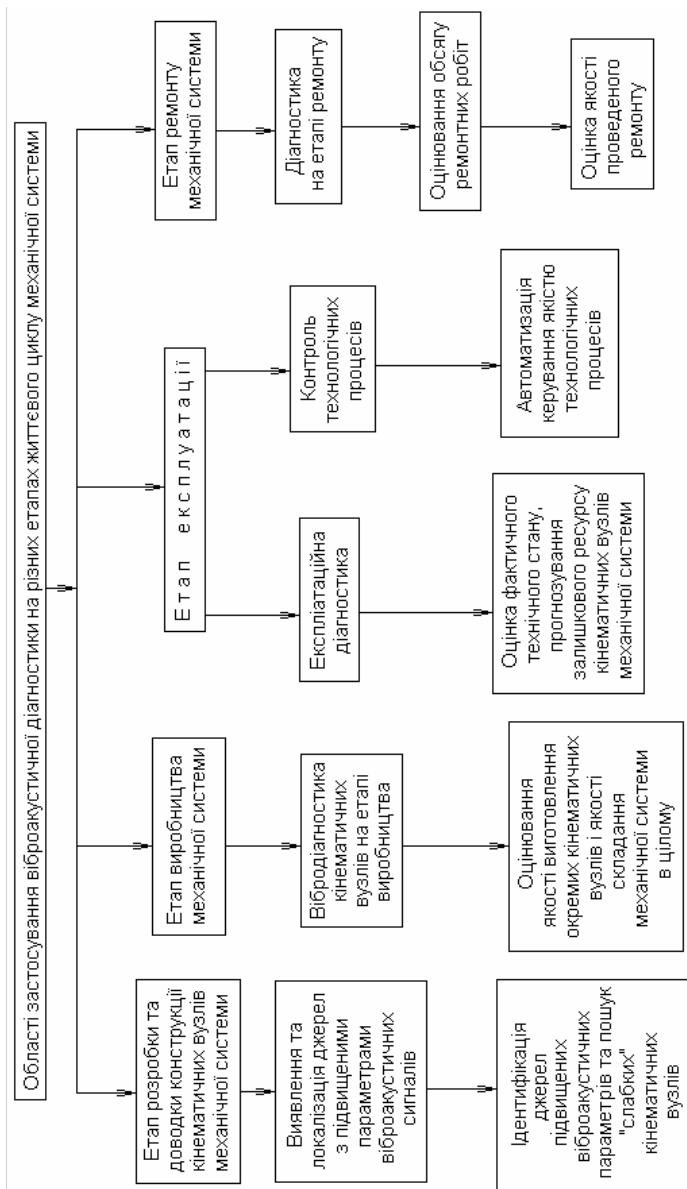


Рис. 4.27 – Області застосування віброакустичної діагностики на етапах життєвого циклу механічної системи

Це пов'язано з тим, що на кожному з цих етапів можуть з'являтися різні, відмінні між собою види дефектів і генерованих ними сигналів. При цьому суттєво позначаються на виборі методу умови й кінцева мета діагностування.

Значний економічний ефект від використання методів віброакустичної діагностики досягається за рахунок усунення необґрунтованих перебирань і простоїв механічної системи, скорочення строків і обсягу робіт, економії запчастин і паливо-мастильних матеріалів, підвищення точності технологічного циклу, а отже і якості випускаємої продукції. Це відноситься до всіх областей діагностики механічних систем: оцінки якості при їхній розробці, виготовленні, наладці й випробовуваннях, експлуатації і ремонті.

4.12.1. Застосування методів віброакустичної діагностики для доводки конструкції створюваної механічної системи

Технологія доводки конструкції при розробці й виготовленні дослідного зразка механічної системи включає послідовність циклів тривалих ресурсних випробувань з метою виявлення слабких вузлів, установлення причин виходу їх з ладу, доведення конструкції й призначення строків проведення ремонтних робіт під час експлуатації (рис. 4.28).

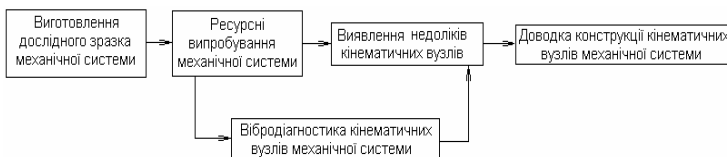


Рис. 4.28 – Структурна схема технології доводки конструкції створюваної механічної системи до необхідних характеристик з залученням методу вібродіагностики

Віброакустичний контроль механічної системи при ресурсних випробуваннях дозволяє виявити її найбільш віброакустично активні вузли за допомогою аналізу спектральних характеристик, визначити резонансні зони амплітудно-частотних характеристик з використанням аналізу функції когерентності й зв'язати ці зони з певними кінематичними вузлами.

У цьому разі заміна послідовних операцій паралельним фіксуванням діагностичної інформації сприяє скороченню витрат часу на конструкторську доробку нового обладнання.

4.12.2. Сучасні методи й системи віброакустичної діагностики для безмонтажного контролю якості виготовлення й ремонту механічних систем

Застосування методів віброакустичної діагностики з метою забезпечення бездемонтажного контролю якості виготовлення й ремонту механізмів (рис. 4.29) сприяє спрощенню технології виробництва й ремонту, економії робочого часу, підвищенню надійності й зменшенню вартості устаткування за рахунок усунення перебирань, пов'язаних з візуальним контролем якості монтажу.



Рис. 4.29 – Структура контролю якості виготовлення, ремонту й визначення дефектів кінематичних вузлів механічної системи методами перебирання і вібродіагностики

Відомо, що виключення необґрунтованих складально-розбірних робіт не тільки скорочує витрати робочого часу на налагодження механічної системи, а й запобігає нанесенню кінематичному вузлу додаткового пошкодження, заподіюваного перебираннями, що порушують необхідне притирання деталей, яке здійснюється протягом його нормальної роботи.

В умовах ремонтного підприємства застосування методів віброакустичної діагностики дозволяє з достатньою вірогідністю оцінити ступінь пошкодження кінематичних вузлів механізму, доцільність і обсяг ремонтних робіт, залишковий моторесурс неушкоджених вузлів агрегату й перевірити якість ремонтних робіт.

При виготовленні чи ремонті однотипних механізмів застосовують метод контрольної перевірки представницьких віброакустичних параметрів, що характеризують технічний стан механізму, і порівняння їх з середньостатистичними еталонними ознаками та їх граничними значеннями, сформованими на основі вибіркового діагностичного випробувань. Ця технологія діагностування, в основному застосовується в умовах масового випуску продукції.

Використання методів віброакустичної діагностики в експлуатаційний період життєвого циклу механічної системи сприяє забезпеченню строку її експлуатації не за раніше назначеним ресурсом, а за фактичним технічним станом.

Найбільш поширене в даний час планово-попереджувальне обслуговування кінематичних вузлів механічних систем полягає в тому, що незалежно від фактичного технічного стану, через встановлені певні інтервали часу проводиться їх повне або часткове розбирання. Це виконують з метою профілактичного огляду, технічного обслуговування або капітального ремонту. Планований час життєвого циклу механічної системи до його

розбирання базується на попередньому досвіді експлуатації і залежить від життєвого циклу найбільш підданих зношуванню вузлів чи деталей, таких, наприклад, як підшипникові вузли.

Процедура планово-попереджувальних ремонтних робіт істотно зменшує ймовірність аварії, але не охороняє механічну систему від несподіваних пошкоджень у міжремонтний період. Більше того, ймовірність виходу з ладу механізму при цьому тільки збільшується за рахунок перебирань, що порушують необхідне притирання деталей у кінематичних вузлах і тим самим прискорюють їхнє зношування. Крім цього, необґрунтовані перебирання можуть вносити такі нові непередбачені дефекти, як перекіс осей, поява люфту, забруднення деталей та ін., що також скорочує життєвий строк механічної системи й вимагає нових ремонтних робіт.

Типова залежність ймовірності виходу з ладу механізму від часу наробітку без проведення профілактичного ремонту зображена на рис. 4.30. Жирна вертикальна лінія на цій діаграмі означає безпечний інтервал часу T_p між планово-попереджувальними роботами, дотримання якого повинне запобігти всім можливим поломкам. Але досвід експлуатації показує, що, по-перше, це не усуває випадкових поломок на інтервалі часу $t < T_p$, а по-друге, у більшості випадків час безаварійної експлуатації механізму без розбирань значно перевищує призначений час до профілактичного ремонту. Тому економічно більш вигідною є стратегія проведення попереджувальних робіт не регулярно, через заздалегідь заплановані інтервали часу, а в міру необхідності, відповідно до технічного стану механічної системи. Для реалізації можливості такого обслуговування за реальним станом системи достатньо мати дані про її фактичний технічний стан і швидкість його зміни з часом.

Принципово можливий підхід, що реалізує контроль технічного стану механічної системи, є періодичне дослідження її віброакустичних характеристик. Він полягає в організації постійного контролю змін (т. н. тренда) представницьких параметрів, що характеризують зміну технічного стану системи в процесі її експлуатації для того, щоб визначити час, коли швидкість погіршення стану досягає критичного значення.

На графіку типової залежності представницького параметра технічного стану (рівня вібросигналу) від часу наробітку механічної системи (рис. 4.31) чітко виділяються три такі періоди: час приробітку (притирання) деталей; нормальної роботи; деградації механізму, коли швидкість погіршення стану системи активно наростає.

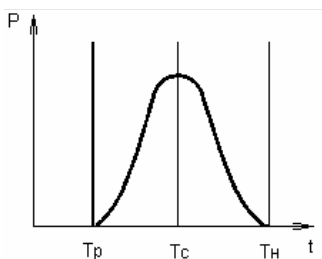


Рис. 4.30 – Ймовірність відмови механічної системи за часом наробітку:

*T_p – час назначеного ресурсу;
 T_c – середній найбільш ймовірний час виходу системи з ладу; T_n – найбільший час наробітку до відмови системи*

З цієї залежності виходить, що час проведення ремонтних робіт T_p (призначений ресурс) набагато менше фактичного строку T_f , коли цей ремонт стає необхідним. Трендова характеристика дозволяє прогнозувати момент настання катастрофічних змін технічного стану і, таким чином, прогнозувати залишковий ресурс та планувати строк

обґрунтованого ремонту на основі результатів віброакустичного дослідження.

Цей спосіб рекомендується для контролю технічного стану дорогих унікальних або відповідальних об'єктів, порушення працездатності яких може призвести до катастрофічних наслідків, у тому числі пов'язаних з здоров'ям або життям людей.

Описані вище особливості віброакустичної діагностики машин і механізмів дають змогу розробляти не тільки алгоритми обробки первинної інформації, але й структуру системи діагностування. При обробці віброакустичних сигналів переслідується мета формування діагностичних ознак, чутливих до малих відхилень параметрів технічного стану системи від норми в умовах існування великого рівня перешкод не тільки від роботи самого діагностованого вузла, але й від сусідніх.

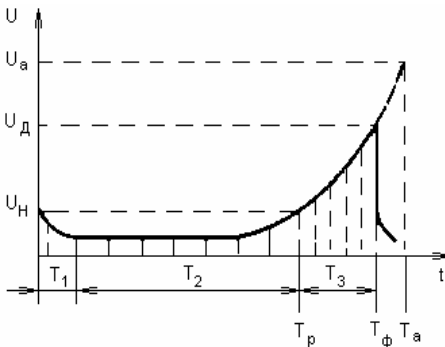


Рис. 4.31 – Зміна характеру представницького параметра технічного стану кінематичного вузла механічної системи з часом наробітку;

T_1 – час наробітку;
 T_2 – період нормального функціонування;
 T_3 – зародження і розвиток дефекту;

T_p – час назначеного ресурсу;

T_ϕ – час фактичного строку ремонту;

T_a – час настання аварії;

U_n – рівень нормального функціонування системи;

U_d – допустимий рівень функціонування;

U_a – аварійний рівень функціонування системи

Сам часовий процес віброакустичного сигналу містить надлишкову інформацію і мало придатний для цілей діагностики, його рівень знаходиться в широкій смузі частот, а дані найпоширенішого 1/3-октавного спектрального аналізу є малоінформативними для діагностування. У зв'язку з цим виникає необхідність аналізу тонкої структури сигналу, що містить інформацію про технічний стан системи. Виходячи з цього найбільш ефективними є методи виділення інформативних компонентів, корельованих з фізикою процесів додаткового вібро- чи звукоутворення, що виникає при несправності кінематичних вузлів. До них у першу чергу відноситься гребінчаста фільтрація інформаційних сигналів, у тому числі в сполученні з амплітудним і фазовим детектуванням сигналу в зонах змушених і власних частот механізму.

До найбільш використовуваних методів обробки інформаційних сигналів відносяться частотна й часова селекція, виділення когерентних складових, аналіз поведінки статистичних моментів одномірного й двовимірного законів розподілу ймовірностей миттєвих значень, кепстральний і біспектральний аналізи та інші методи добування інформації.

Для розрізнення станів механічної системи використовують також математичний апарат розпізнавання образів, особливо в його геометричній інтерпретації. Це, в свою чергу, вимагає розробки й реалізації в системі діагностики алгоритмів класифікації станів.

Великий обсяг обчислень, пов'язаний з обробкою поточної інформації, формуванням еталонних діагностичних ознак і граничних значень, класифікаційних функцій для вирішення правил розпізнавання технічних станів системи, оцінки тенденцій їхньої зміни передбачає побудову багатоцільової

системи діагностування на базі сучасної комп'ютерної техніки в модульному виконанні.

У такій системі діагностування підсистема виміру надає інформацію про стан об'єкта в режимі функціонування, що утримується у віброакустичному сигналі. Вона містить первинні перетворювачі віброакустичних процесів у їх електричні еквіваленти, підсилювачі, нормалізатори, фільтри. У ряді технічних рішень таких діагностичних систем до складу блоку знімання первинної інформації включають багатоканальні реєстратори, призначені для довгострокового зберігання інформації з метою наступної оцінки тенденції зміни технічного стану об'єкта діагностики.

Блок формування діагностичних ознак технічних станів механізму або його кінематичних вузлів виконує функції перетворювача вихідної інформації відповідно до алгоритмів діагностування, розроблених на етапі навчання системи. Для формування діагностичних ознак використовують також операцію моделювання, що у ряді випадків полегшує процес пошуку інформативних компонентів віброакустичного сигналу.

У процесі навчання системи діагностики для кожного класу розпізнаваних станів формуються еталони – певним чином усереднені значення в класі діагностичних ознак, а також формуються їх граничні величини, що відповідають граничним значенням діагностованих параметрів технічного стану механічної системи.

На підставі порівняння поточних і еталонних діагностичних ознак, що зберігаються в блоці довгострокової пам'яті такої системи діагностики, виконується операція ухвалення рішення про приналежність контролюваного до того чи іншого класу станів, тобто ставиться діагноз, на підставі якого здійснюється операція керування об'єктом діагностування. Аналіз трендових

характеристик параметрів технічних станів дозволяє здійснити прогнозування залишкового ресурсу й призначити науково обґрунтовані строки поточного чи капітального ремонту діагностованої механічної системи.

Процедура діагностування складається з двох взаємообумовлених фаз: етапу навчання системи діагностики й етапу розпізнавання стану механічної системи.

На етапі навчання аналізують властивості віброакустичних процесів при нормальному стані механічної системи й при наявності дефектів. На основі цього складають словник інформативних ознак несправностей, що підлягають діагностуванню, вибирають вид класифікаційних функцій і встановлюють правила вирішення – розпізнавання станів. Для цього в признаковому просторі формують області, що відповідають декільком градаціям параметра технічного стану (норма, гранично допустиме значення, передаварійна ситуація, поломка). У такий спосіб розробляють алгоритми діагностування конкретної механічної системи.

Далі вирішують зворотне завдання: на основі розроблених алгоритмів для поточних характеристик віброакустичного сигналу ставлять у відповідність поточний технічний стан, тобто проводять діагностування механічної системи.

Основна складність такого підходу полягає в пошуку й формуванні інваріантних діагностичних ознак при недостатньому обсязі інформації про границі областей нормального й дефектного станів. Основний вихід з даної ситуації (при неможливості набору необхідних статистичних даних) – реалізація безперервного або періодичного контролю представницьких діагностичних ознак, що характеризують технічний стан, і оцінки градієнта їхньої зміни за часом.

Таким чином достоїнства і недоліки віброакустичної діагностики полягають в тому, що сигнал, сприйманий датчиком, установленим на корпусі механічної системи або біля неї в навколишньому середовищі, містить як потрібну інформацію про стан певного кінематичного вузла, так і значну кількість непотрібної. Тому проблема формування діагностичних ознак нерозривно пов'язана з завданням виділення корисного сигналу на тлі перешкод. Для цієї мети використовують фільтрацію, стробування, детектування, синхронне накопичення та інші операції, що підвищують відношення сигнал/перешкода. Крім того, для виділення корисного сигналу використовують підвищення чутливості діагностичної ознаки за рахунок виділення сигналу в зонах резонансу механічної системи або резонансу віброперетворювача. З цією ж метою точки, в яких установлюють віброперетворювачі, наближають наскільки можливо до потенційних джерел збудження пружних коливань, як похідних появи дефекту.

У тих випадках, коли не вдається знайти характерні ознаки, вдаються до побудови узагальненого акустичного портрета стану механічної системи при її нормальному й дефектному функціонуванні й розпізнаванню станів системи порівнянням портрета поточного стану з еталонним у n -мірному признаковому просторі.

Такими прийомами користуються для визначення технічного стану механічних систем на всіх етапах їх життєвого циклу: на стадії виготовлення, експлуатації і ремонту, хоча, безумовно для кожного з етапів є свої специфічні особливості.

Так, для етапу виготовлення характерний підхід, що полягає у наборі статистичних даних, формуванні еталонів віброакустичних сигналів для кожного кінематичного вузла і

механічної системи в цілому, з урахуванням розкиду параметрів по кожному з них.

На стадії експлуатації, залежно від кількості й вартості виробів, можливі два такі підходи:

1. Якщо завданням є діагностування однотипних механічних систем, то правила визначення їх стану розробляють з урахуванням статистичних даних.

2. При вирішенні завдання дослідження стану унікальних систем правила діагностування розробляють на основі індивідуального спостереження за характеристиками об'єкта з метою виявлення тренда й індивідуального прогнозування таких відхилень параметрів їх технічного стану, що можуть призвести до катастрофічних наслідків.

У такій ситуації необхідно визначити причинно-наслідковий зв'язок з станом конкретного кінематичного вузла, їх сукупності й станом всієї механічної системи. Очевидно, в першу чергу необхідно дослідити кінематичні вузли з високонанавантаженими або високошвидкісними деталями, наприклад з підшипниками, дисками турбін, зубчастими колесами, муфтами та ін. Для таких вузлів рекомендується у лабораторних умовах змодельовати найбільш ймовірні дефекти, несправності й оцінити характер їх прояви у віброакустичному сигналі.

Агрегати, від надійного й безаварійного функціонування яких залежить життя людей, екологічна безпека вимагають особливої уваги. При експлуатації таких об'єктів основним завданням віброакустичної діагностики є своєчасне виявлення дефектів, що призводять до необоротних катастрофічних наслідків, з метою їх запобігання.

Висновки

- Впровадження інформаційних систем вібродіагностики дозволяє вирішити завдання виявлення дефектного вузла машини, визначити вид і глибину залягання дефекту, дати довгострокове прогнозування його розвитку.
- Найбільш ефективні технічні засоби вібродіагностики, як стаціонарні, так і переносні, будують на базі комп'ютерної техніки й технології. Саме ці засоби дозволяють використовувати всі можливості таких перспективних методів одержання інформації, як спектральний аналіз, аналіз обгинаючої інформаційного сигналу й статистичне розпізнавання стану кінематичних вузлів механічної системи.
- До перспективних методів діагностування в першу чергу слід віднести методи діагностування й прогнозування рівня вібрації, технічного стану кінематичних вузлів машин за одноразовими вимірами вібрації або шуму. Вони можуть ефективно використовуватися не тільки переносними діагностичними системами, але й системами моніторингу з обмеженим числом стаціонарно встановлених датчиків вібрації та шуму.
- Необхідне подальше розширення області застосування систем моніторингу й діагностики механічних систем для вирішення поставлених завдань за сигналами вібрації й шуму можливе за умови випуску недорогих систем автоматичного діагностування, що не вимагають спеціальної ґрунтовної підготовки операторів.
- Об'єктами діагностування за віброакустичними сигналами можуть бути всі види механічних систем, що є джерелами вібрації і шуму. В механічних системах без вузлів зворотно-поступального типу з сигналів вібрації й шуму можна одержати повну інформацію практично про всі аварійно небезпечні дефекти навіть на початковому етапі їхнього розвитку. В машинах з вузлами зворотно-поступального типу повинна бути додатково використана інформація, що міститься в інших видах діагностичних сигналів.

Розділ 5.

РОЗРОБКА ВІБРОДІАГНОСТИЧНОЇ СИСТЕМИ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ Й ПРОГНОЗУВАННЯ РІВНЯ ШКІДЛИВОГО ВПЛИВУ ВІБРАЦІЇ НА ОРГАНІЗМ ПРАЦЮЮЧИХ НА ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБАХ, МАШИНАХ І МЕХАНІЗМАХ

5.1. Передумови постановки завдання створення вібродіагностичної системи для визначення й прогнозування рівня шкідливого впливу вібрації на організм працюючих на транспортних засобах

Проведений аналіз стану професійної захворюваності вібраційною хворобою в Україні й зарубіжних країнах, а також методів, контрольно-вимірювальних приладів і систем вібродіагностики (Р. 1–4) дозволяє зробити висновок про актуальність, необхідність і реальну можливість розробки й створення вібродіагностичних систем, призначених для визначення і прогнозування рівня шкідливого впливу вібрації на організм працюючих на транспортних засобах, машинах і механізмах, що включають двигуни внутрішнього згорання та інші кінематичні вузли й механізми [40, 41 – 43, 47, 48].

За останні 10 років досягнення у розвитку напрямку вібраційної діагностики, що спрямований на вирішення завдання прогнозування стану механічних систем, накопичений значний досвід. Ці досягнення підтверджують практичну можливість прогнозування часу (моменту) необхідності ремонту й обслуговування за їх фактичним станом на момент дослідження. При цьому, опубліковані результати досліджень представляють ряд важливих узагальнень, які підтверджують висновок про можливість розробки вібродіагностичної системи, призначеної для вирішення завдання зниження рівня

професійної захворюваності працюючих з машинами й механізмами, робота яких характеризується динамічним режимом [2, 4, 6, 23, 25, 40 – 43]:

- виявлені характерні вібраційні сигнали, що формуються при роботі двигуна внутрішнього згорання (рис. 5.1);
- визначено, що зі зміною (збільшенням) зазорів у сполученнях «поршень – гільза» від початкових до граничних, на робочих режимах енергія вібрації в активній смузі частот підвищується більше ніж в 5 разів, а на режимах прокручування – приблизно в 2,5 рази (Р. 1, рис. 1.8);
- систематизовані результати досліджень ряду типів ДВС з діапазону частот, в якому найбільш інтенсивно змінюється рівень вібрації; динамічного діапазону зміщення піка віброімпульсу зі зміною кута повороту колінчастого валу, змінювання амплітуди віброакустичного сигналу й тривалості віброімпульсу (табл. 5.1).

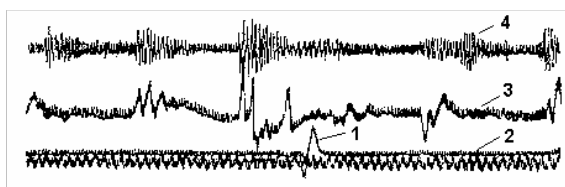


Рис. 5.1 – Осцилограми характерних вібраційних сигналів, зафіксованих при роботі двигуна внутрішнього згорання без навантаження:

*1 – відмітка верхньої мертвої точки; 2 – відмітка часу;
3 – пружні деформації гільзи циліндра; 4 – віброшвидкість*

Ці дані дають можливість визначитись з основними технічними характеристиками розглядуваної системи на етапі постановки завдання.

Таблиця 5.1 Параметри віброакустичних сигналів при виникненні деяких дефектів у системах і двигунах внутрішнього згорання

Агрегат, механічна система, вузол	Параметри *	Тип двигуна							
		СМД-14	СМД-62	ЗИЛ-431410	ЯМЗ-238	ЯМЗ-236	ЯМЗ-240	Д-37М	Д-50
Циліндро- поршнева група	1	1,6-4	1,6-4	1,4- 1,5	4-6,3			1,6- 1,7	2-4
	2	3	3		2-10				
	3	3-12	4-5		2-4				3-12
Підшипники КШМ	1	0,5-2		1,2- 1,4	1-3				0,5-2
	2		3						
	3	2-3	2-3		2-3,5			1,8	2-3
Газорозпо- дільчий механізм	1	7-10	5-9		8-20	8-10	8-20	10- 12	7-10
	2		12						
	3	1,5- 2,6	3-4						1,5- 2,6
Паливна апаратура	1	12- 18							
	4	3							
	3	2							
Індичію- вання	1	12- 18							14- 18
	2	3							2-3,5
	3	2							

* Параметри: 1 – діапазон частот, в якому найбільш інтенсивно змінюється рівень вібрації, кГц; 2 – зміщення піка віброімпульсу за кутом повороту колінчастого валу, град.; 3 – змінювання амплітуди віброакустичного сигналу, раз; 4 – змінювання тривалості віброімпульса, раз.

В той же час слід зазначити, що аналіз технічних характеристик існуючих технічних рішень розглядуваного напрямку показує наступне. Переважний ряд розробників і виробників приладів і систем вібраційної діагностики, що призначені для поточного контролю стану механічних систем з метою попередження їх аварійного стану, в більшості випадків продукують засоби діагностики, в яких як інформаційний сигнал, що утримує дані про стан контрольованого об'єкту, використовують високочастотні й ультразвукові сигнали. Такі прилади є фактично первинними вимірювальними перетворювачами у вимірювальних засобах і системах вібродіагностики. В силу такого їх робочого частотного діапазону, закладеного на етапі проектування, виключення сигналів низької частоти, вони не можуть бути основою як для вирішення завдання довгострокового прогнозу стану агрегатів і кінематичних вузлів механічних систем, так і прогнозування зміни рівня вібрації з метою попередження її шкідливого впливу на організм працюючих.

Необхідність розширення частотного діапазону контрольованих інформаційних віброакустичних сигналів об'єкту в бік низьких частот продиктована наступним. Результати наукових досліджень відповідних установ і організацій як в Україні, так і в зарубіжних країнах, в тім числі в Євросоюзі, що викладені у відповідних нормативно-правових актах, регламентують гранично допустимі рівні (ГДР) вібрації відносно дії на організм працюючих в діапазоні, який включає і низько– й середньочастотний діапазони (Р. 1). Одночасно слід зазначити, що при цьому низько– й середньочастотні складові спектральних характеристик вібрації містять в собі інформацію, яка при відповідній обробці сигналів, може надати адекватну

інформацію й про наявні, розвинуті існуючі дефекти агрегатів, кінематичних вузлів механічної системи.

Виходячи з викладеного вище слідує, що реалізація наведених принципів підходу в постановці завдання до розробки розглядуваної системи дозволить не тільки активізувати вирішення актуальної проблеми зниження рівня професійної захворюваності працюючих на транспортних засобах, машинах і механізмах, а й розширити спектр дефектів, що визначаються на основі методів віброакустичної діагностики.

5.2. Розробка структури вібродіагностичної системи для визначення й прогнозування рівня шкідливого впливу вібрації на організм працюючих на транспортних засобах, машинах і механізмах

Проведені дослідження в області технічної діагностики (Р. 4.1) [2, 4, 6, 23, 25, 40 – 43, 72], дозволяють зробити наступні висновки. Аналіз наведеної структури технічної діагностики (рис. 4.1), показує, що одним з ключових елементів системи, який забезпечує точність і достовірність інформації, є блок розпізнавання образів.

Відносно поставленого завдання, в основі (ідеології) цього блоку повинна бути закладена математична модель, яка, в загальному вигляді, відбиває такі основні взаємозв'язки: «кінематичний вузол (агрегат) – технологічні параметри роботи вузла (агрегату) – технічні характеристики складових елементів вузла (агрегату) – допуски на технічні характеристики складових елементів вузла (агрегату) – відповідні параметри вібраційних характеристик інформаційного сигналу».

Наступним етапом розробки системи є визначення «правил рішення» поставленого завдання. Реалізація цього етапу

створення системи полягає у формуванні бази даних, що включає конкретні гранично допустимі значення параметрів вібрації, що діє на організм працюючого, з урахуванням необхідного комплексу даних.

Використання результатів дослідження першого (розробка математичної моделі) й другого (визначення правил рішення) етапів дає можливість розробки алгоритмів і, як логічне завершення, – відповідного програмного забезпечення, яке забезпечить необхідну точність, оперативність і достовірність результатів прогнозування.

Вирішення завдань, що поставлені перед першим і другим етапами розробки проектованої системи, дає достатню інформацію для постановки завдання відносно вимог до процесу вимірювання (точності, ймовірності, надійності даних), технічних характеристик блоків системи: електро-механічних і механіко-електричних перетворювачів, первинних вимірювальних перетворювачів, масштабних підсилювачів, смугових фільтрів і блоку порівняння результатів контролю з гранично допустимими значеннями впливу визначених параметрів вібрації на організм працюючого.

Викладені основні положення дали змогу розробити функціональну схему вібродіагностичної системи для визначення й прогнозування рівня шкідливого впливу вібрації на організм працюючих на транспортних засобах, машинах і механізмах (рис. 5.2).

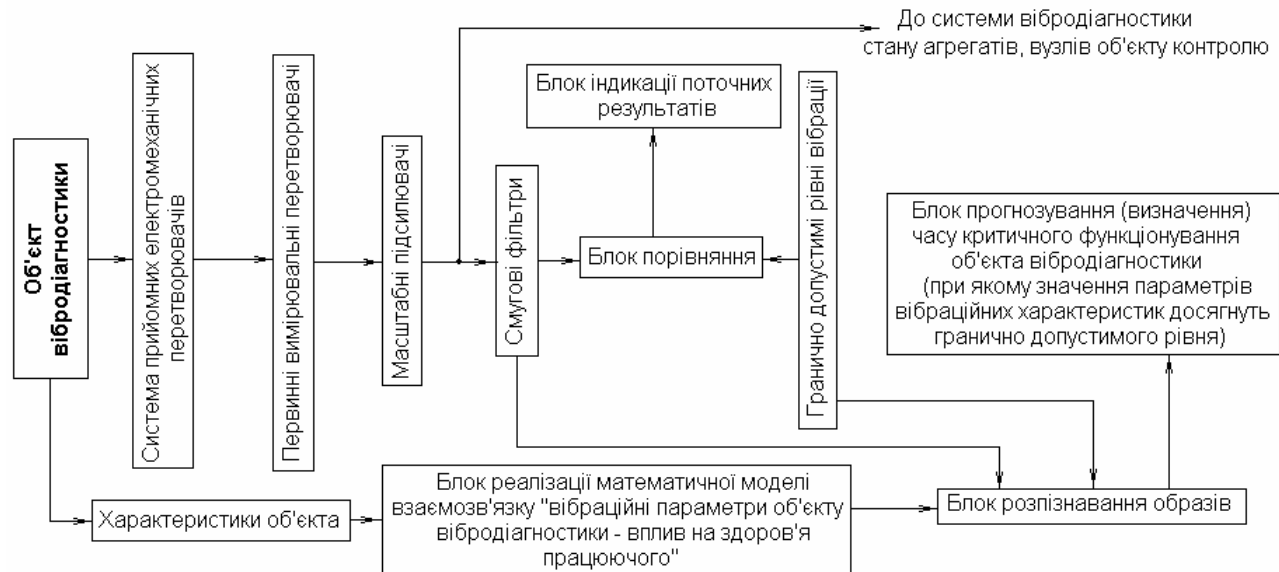


Рис. 5. 2 – Функціональна схема вібродіагностичної системи для визначення й прогнозування рівня шкідливого впливу вібрації на організм працюючих на транспортних засобах, машинах і механізмах

Висновки

- Потенційні можливості вібродіагностичних систем визначаються вибором діагностичного сигналу й інформаційної технології. Сигнал вібрації містить достатню діагностичну інформацію для того, щоб за допомогою сучасних інформаційних технологій виміряти рівень вібрації й зробити прогнозування його зміни в часі з метою оцінки шкідливості впливу на організм працюючого.
- Впровадження, вдосконалення методів і систем вібродіагностики, побудованих з використанням інформаційних технологій, дасть змогу визначати і прогнозувати рівень вібрації механічних систем. Це забезпечить вирішення завдання зниження рівня професійної захворюваності від впливу підвищеного рівня вібрації працюючих на транспортних засобах, самохідних, будівельних та інших машинах і механізмах, що використовуються в різних галузях господарства за рахунок профілактики, своєчасного впровадження відповідних заходів захисту працюючих.
- Дослідження спектральних складових вібрації, що діє на працюючих дозволить одержати необхідну інформацію для розробки науково обґрунтованих засобів захисту, які можуть бути запроектовані й використані як безпосередній елемент робочої зони.

ДЖЕРЕЛА

1. Автоматизированное проектирование информационно-управляющих систем. Проектирование экспертных систем на основе системного моделирования: [Монография] / Науч. ред.: Куликов Г. Г. – Уфа : Уфим. гос. авиац. техн. ун-т, 1999.
2. Аркадов Г. В., Павелко В. И., Усанов А. И. Виброшумовая диагностика ВВЭР / Г. В. Аркадов. – М. : Энергоатомиздат, 2004. – 344 с.
3. Барков А. В. Диагностика и прогнозирование технического состояния подшипников качения по их виброакустическим характеристикам / А. В. Барков. – Л. : Судостроение, 1985.
4. Барков Н. А. Виброакустические методы диагностики СЭУ / Н. А. Барков. – Л.: ИКИ, 1996.
5. Бендат Д., Пирсол А. Применение корреляционного и спектрального анализа / Д. Бендат. – М. : Мир, 1982. – 362 с.
6. Болотин В. В. Прогнозирование ресурсов машин и конструкций / Болотин В. В. – М. : Машиностроение, 1984. – 312 с.
7. Бреховских Л. М., Годин О. А. Акустика слоистых сред / Бреховских Л. М. – М. : Наука, 1989. – 416 с.
8. Бровицын А. К., Филатов И. А. Экспериментальные исследования контактных жидкостей для ультразвуковых измерительных устройств / А. К. Бровицын // Дефектоскопия. № 6. – М. : 1991. С. 89 – 92.
9. Балийкий Ф. Я., Иванова М. А., Соколова А. Г., Хомяков Е. И. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов / Балийкий Ф. Я. – М. : Наука, 1984. – 120 с.
10. Гурвич А. К., Кузьмина Л. И. Справочные диаграммы направленности искателей ультразвуковых дефектоскопов / А. К. Гурвич. – К. : Техника, 1980.
11. Домаркас В. Й., Пилецкас Э. Л. Ультразвуковая эхоскопия / В. Й. Домаркас. – Л. : Машиностроение, 1988.

12. Данилов В. В., Бобков В. Б., Смирнов Е. Н., Мыкытюк В. И. Компьютеризованная система ультразвуковой диагностики композитных материалов на базе домен-акустического процессора / В. В. Данилов // Материалы 38-го Междунар. семинара по моделированию и оптимизации композитов МОК'38 : Оптимизация в материаловедении. – Одесса : 1999. С. 33 – 35.
13. Неразрушающий контроль. Справочник. Том 3 / Ермолов И. Н., Ланге Ю. В. ; под ред. В. В.Клюева. – М. : Машиностроение, 2004.
14. Ермолов И. Н., Вopilкин А. Х, Бадалян В. Г. Расчеты в ультразвуковой дефектоскопии. Справочник / И. Н. Ермолов. – М. : ООО НПЦ "Эхо+", 2004.
15. Неразрушающий контроль в 5 книгах. Книга 2. Акустические методы контроля / Ермолов И. Н., Алешин Н. П., Потапов А. И. : под ред. В. В.Сухорукова. – М. : Высшая школа, 1991.
16. Инжиниринг информационных и деловых процессов: Сб. науч. тр. / М-во общ. и проф. образования Рос. Федерации. Моск. гос. ун-т экономики, статистики и информатики; [Редкол.: Ю. Ф. Тельнов (отв. ред.) и др.]. – М. : Моск. гос. ун-т экономики, статистики и информатики, 1998.
17. Коварская Е. З., Москобенко И. Б. Опыт промышленного использования акустического метода оценки физико-механических свойств изделий по частотам собственных колебаний // Дефектоскопия, № 6 / Е. З. Коварская. – М. : 1991. С. 9 – 12.
18. Ланге Ю. В. Акустические низкочастотные методы неразрушающего контроля многослойных конструкций / Ю. В. Ланге. – М. : Машиностроение, 1991. – 238 с.
19. Макс Ж. Методы и техника обработки сигналов при физических измерениях. / Ж. Макс ; пер. с франц. – М. : Мир, 1983. Т. 1. – 312 с.

20. Муравьев В. В., Зуев Л. Б., Комаров К. Л. Скорость звука и структура сталей и сплавов / В. В. Муравьев. – Новосибирск : Наука, 1996.
21. Мэзон У. Пьезоэлектрические кристаллы и их применения в ультразвуке / У. Мэзон ; пер. с англ. под ред. А. В. Шубникова. – М. : Изд-во иностр. лит., 1952. – 447 с.
22. Методы акустического контроля металлов / Под ред. Н. П. Алешина. – М.: Машиностроение, 1989. – 456 с.
23. Неразрушающий контроль и диагностика ; под ред. В. В. Клюева Справочник. М : Машиностроение, 2003.
24. Прогрессивные методы и приборы, обеспечивающие снижение расходов по техническому обслуживанию машин : Препринт фирмы Карл Шенк, 1986. – 82 с.
25. Русов В. А. Диагностика дефектов вращающегося оборудования по вибрационным сигналам / В. А. Руссов. – Пермь : 2012.
26. Серьезнов А. И. [и др.] Локализация источников акустической эмиссии при прочностных исследованиях элементов конструкций / А. И. Серьезнов // Дефектоскопия, № 9. – М. : 1991. С. 82 – 85.
27. Серіков Я. О. Використання методів еволюційного моделювання для вирішення завдань безпеки життєдіяльності / Я. О. Серіков // Матер. III Міжнар. наук.-практ. конф. «Безпека життєдіяльності людини як умова сталого розвитку сучасного суспільства». – Х. : ХНАМГ, 2009. // Н.-т. сб. Коммунальное хозяйство городов, № 91. – Х. – К. : 2010. С. 92 – 97.
28. Сериков Я. А. К решению задачи технической диагностики объектов городского хозяйства / Я. А. Сериков // Эксплуатация и ремонт зданий и сооружений городского хозяйства : Сб. науч. тр. – К. : ИСДО, 1994. С. 81 – 85.

29. Серіков Я. О. Практичні аспекти вирішення задачі контролю якості пластмас та неметалевих матеріалів у конструкційних елементах ультразвуковим імпульсним методом / Я. О. Серіков // Н-т сб. Коммунальное хозяйство городов № 79. – К. : Техніка, 2007. С. 141 – 147.
30. Серіков Я. А. Проблеми забезпечення безпеки функціонування антропогенних систем / Я. А. Серіков // Securitologia / Securitology / Секьюритология EAS ; Chasopismo nauk o bezpečenstve, № 8. – Krakow : 2008. С. 55 – 63.
31. Серіков Я. А. Совершенствование метрологии ультразвукового импульсного метода контроля качества материалов / Я. А. Серіков // Проблемы метрологического обеспечения научных исследований и учетного процесса в ВУЗах : Тр. Всесоюз. конф. – Л. : 1984. С. 70 – 72.
32. Серіков Я. А., Богуславский М. Е. Отчет о работе, выполненной в порядке оказания технической помощи на ГДП в Восточной Германии / Контракт N 54–01/80189–105 N Н 12/587. – Грюна, ГДР : 1989. – 27 с.
33. Серіков Я. А., Беляев Н. Р. Математическое моделирование импульсного информационного сигнала упругих волн в решении задачи повышения надежности оценки физико-механических свойств материалов в изделиях / Я. А. Серіков // Охрана труда и экология в строительстве. Актуальные задачи и современные пути решения : Сб. тр. науч.-практ. конф. / Сб. науч. тр. ПГАСиА. – Днепропетровск : 2001. С. 26 – 29.
34. Серіков Я. О., Золотов М. С. Дослідження частотних характеристик промислових ультразвукових перетворювачів для поліпшення неруйнівного ультразвукового контролю якості бетону / Я. О. Серіков // Збірник наук. праць Всеукраїнської наук.-техн. конф. Сучасні проблеми бетону та його технологій : Міжвідомчий н.-т. сб. Будівельні конструкції, № 56. – К. : 2002. С. 343 – 347.

35. Серіков Я., Коженевські Л. Безпека життєдіяльності – секюрітологія, проблеми, завдання, шляхи вирішення. [Монографія]. – Харків–Краків, ХНАМГ – ЕАС. : 2012. Ч. 1. – 170 с., ч. 2 – 342 с.
36. Серіков Я. О., Коржик Б. М., Шевченко Н. Л., Беляєва Т. М. До задачі системного аналізу та вивчення причин виробничого травматизму на підприємствах України / Я. О. Серіков // Сб. научных трудов ; научн. – практич. конф. Охрана труда и экология в строительстве. Актуальные задачи и современные пути решения : Сб. научн. тр. ПГАСиА. – Днепропетровск : 2001.
37. Сериков Я. А., Мчедлов–Петросян О. П., Салоп Г. А. Автоматизация контроля качества изделий неразрушающими методами / Я. А. Сериков // Бетон и железобетон, № 2. – М. : 1981. С. 15 – 17.
38. Сериков Я. А., Салоп Г. А., Тимошенко Л. П. и др. Портативный цифровой ультразвуковой прибор УИС–12М / Я. А. Сериков // РЖ Строительная индустрия, вып. 10. – М. : 1979. С. 18 – 19.
39. Серіков Я. О., Семенов В.Т. Состояние и пути совершенствования охраны труда в системе жилищно-коммунального хозяйства Украины / Я. О., Серіков, В.Т. Семенов // Междунар. научно-практ. конф. «Проблемы устойчивости и безопасности систем жизнеобеспечения городов и жилищно-коммунального хозяйства». – М. : МГАКХС, 2011. С.199 -196.
40. Сериков С. Я., Таланин Д. С. Повышение безопасности и экологичности двигателей внутреннего сгорания применением экспертных систем на базе методов пассивной вибродиагностики / Я. А. Сериков // Материалы 2-й Всеукраинской н-т. конф. Безопасность жизнедеятельности. – Ровно : 2004. С. 186 – 189.

41. Сериков Я.А., Таланин Д. С. Влияние транспортной вибрации на человека / Я. А. Сериков, Д. С. Таланин // Матер. Всероссийской науч.-практ. конф „Современные проблемы методолог-ги и инновационной деятельности” Россия, Кузбас ГУ КузГТУ, г. Кемерово: 2010. Т. 1, С. 103 – 105.
42. Сериков Я.А., Таланин Д.С. Применение пассивных акустических методов для дефектации двигателей внутреннего сгорания / Я. А. Сериков // Сб.трудов XXIV сессии Российского акустического общества. Т. 2 : Акустические измерения и стандартизация. Геоакустика. Ультразвук и ультразвуковые технологии. – М. : МГУ, 2011. С. 131–134.
43. Сериков Я. А., Таланин Д. С. Применение информационных технологий в исследовании и прогнозировании вибрации двигателей внутреннего сгорания виброакустическим методом и влияние ее на организм человека / Я. А. Сериков, Д. С. Таланин // Сб.трудов XXV сессии Российского акустического общества. Т.2 : Акустические измерения и стандартизация. Геоакустика. Ультразвук и ультразвуковые технологии. – М. : МГУ, 2012.
44. Сериков Я. А., Таланин Д. С. Методы вибродиагностики в решении задач повышения качества ремонта и диагностики автомобильного транспорта / Я. А. Сериков, Д. С. Таланин // Материалы I Международной научно-практической конференции Перспективы развития и безопасность автотранспортного комплекса : в филиале ГУ КузГТУ в г. Новокузнецке. – Новокузнецк : 2011. С. 121 – 124.
45. Сериков Я. А., Шеин В. И. Совершенствование ультразвукового импульсного метода и устройств неразрушающего контроля качества цемента и бетона / Я. А. Сериков // Новые строительные материалы : Материалы междунар. науч.- техн. конф. – Варна : 1989. С. 70 – 71.

46. Серіков Я. О., Шутенко Л. М. Застосування ультразвукових методів відбиття та наскрізного проходження пружних хвиль при контролі фізико-механічних властивостей пластмас і багатошарових матеріалів / Я. О. Серіков // Н-т сб. Комунальное хозяйство городов, вып. 79. – К. : Техніка, 2007. С. 122 – 128.
47. Сериков Я. А., Шутенко Л. Н., Таланин Д. С. Исследование вибрации механических систем в динамическом режиме и ее влияния на работающих / Я. А. Сериков // Труды VII Междунар. науч.-практ. конф. Развитие жилищной сферы городов : МГАКХиС. – М. : 2009. С. 440 – 445.
48. Сериков Я. А., Шутенко Л. Н., Таланин Д. С. Информационные технологии в виброакустической диагностике и прогнозировании состояния кинематических узлов городского электрического транспорта / Я. А. Сериков // Матер. девятой Междунар. научно.-практ. конф. Актуальные проблемы развития жилищно-коммунального хозяйства городов и населенных пунктов. – Москва, София, Кавала (Греция) : 2010. С. 450 – 456.
49. Серіков Я. О., К. Л. Українцева, В. Т. Семенов та ін. Розробка стратегії визначення і прогнозування економічної ефективності заходів з охорони праці на підприємствах житлово-комунального господарства / Я. О. Серіков, К. Л. Українцева, В. Т. Семенов // Н-т зб. Комунальне господарство міст. № 102. – Х. : ХНАМГ, 2012. С. 414 – 419.
50. Справочник. Искусственный интеллект. В 3-х книгах. – М. : Радио и связь, 1990.
51. Цифровой измеритель скорости распространения ультразвука : а. с. 441510, СССР, G 01 N 29/04 / Я. А. Сериков; опубл. 1974
52. Устройство для измерения скорости ультразвука : а. с. 532807 СССР, G 01 N 29/04 / Г. А Салоп, Я. А. Сериков, Л. П. Тимошенко, В. М. Резник; опубл. 1977, Бюл. № 39.

53. Цифровое устройство для контроля прочности материалов : а. с. 579576 СССР, G 01N 29/04 / Я. А. Сериков, И. П. Серикова; опубл. 1987, Бюл. № 41.
54. Устройство для измерения скорости ультразвука : а. с. 658467 СССР, G 01 N 29/04 / В. П. Подгорный, Я. А. Сериков и др.; опубл. 1980, Бюл. № 5.
55. Устройство для контроля качества материалов : а. с. 730091 СССР, G 01 N 29/00 / Я. А. Сериков ; опубл. 1986, Бюл. № 25.
56. Устройство для измерения скорости распространения ультразвука : а. с. 732737 СССР, G 01 N 29/04 / Я. А. Сериков ; опубл. 1980, Бюл. № 17.
57. Измеритель скорости ультразвука : а. с. 1224708 СССР, G 01 N 29/04 / Л. Н. Шутенко., М. С. Золотов., Я. А. Сериков ; опубл. 1987, Бюл. № 12.
58. Устройство для контроля качества бетона : а. с. 1218328 СССР, G 01 N 29/04 / Я. А. Сериков ; опубл. 1986, Бюл. № 10.
59. Устройство для контроля качества материалов ультразвуковым методом : а. с. 1288528 СССР, G 01 N 29/04 / Я. А. Сериков, М. С.Золотов ; опубл. 1987, Бюл. № 6.
60. Устройство для контроля качества материалов : а. с. 1341572 СССР, G 01 N 29/04 / Я. А. Сериков, Л. Н. Шутенко, М. С. Золотов и др. ; опубл. 1987, Бюл. № 36.
61. Акустический расходомер : а. с. 1462109 СССР, G 01 F 1/66 / В. Г. Корольков, Л. Н. Шутенко, Я. А. Сериков ; опубл. 1989, Бюл. № 8.
62. Способ обнаружения неоднородностей в массиве : а. с. 1714126 СССР, E 21 C 39/00 / Я. А. Сериков, Л. Н. Шутенко, М. С. Золотов, М. Е. Богуславский ; опубл. 1992, Бюл. № 7
63. Аппаратура для определения свойств горных пород в массиве : а. с. 1716900 СССР, G 01N 29/04 / Я. А. Сериков, М. Е. Богуславский ; опубл. 1992, Бюл. № 8. – (не подлежит публикации).

64. Устройство для определения физико-механических свойств материалов и горных пород : а. с. 1820317 СССР, G 01 N 29/00/ Я. А. Сериков, Л. Н. Шутенко и др. ; опубл. 1993, Бюл. № 21.
65. Труэлл Р., Эльбаум Ч., Чик Б. Ультразвуковые методы в физике твердого тела / Р. Труэлл ; пер. с англ. под ред. И. Г. Михайлова. – М. : Мир, 1972. – 304 с.
66. Ультразвуковые поверхностные волны в твердых телах / И. А. Викторов. – М. : Наука, 1981. – 288 с.
67. Ультразвуковые преобразователи для неразрушающего контроля / под ред. И. Н. Ермолова. – М. : Машиностроение, 1986.
68. Ультразвуковой контроль. Приборы, нормативные документы / составитель В. А.Троицкий. – К. : 2006.
69. Уотермен Д. Руководство по экспертным системам / Д. Уотермен : пер. с англ. – М. : Мир, 1989. – 388 с.
70. Физическая акустика: В 4 т. Т. 1. Методы и приборы ультразвуковых исследований / Под ред. У. Мэзона : пер. с англ. под ред. Л. Д. Розенберга. – М. : Мир, 1966. – 592 с.
71. Фролов Ю. В., Никитин Ф. Н. Архитектура экспертной системы информационной поддержки технологий восстановления изношенных деталей / Ю. В. Фролов // В кн.: САПР и микропроцессорная техника в сварочном производстве. – М. : МДНТП, 1991.
72. Шутенко Л. М., Серіков Я. О., Золотов М. С., Таланін Д. С. та інш. Дослідження Будівельних матеріалів, конструкційних елементів будинків і споруд та механічних систем неруйнівними методами на основі пружних хвиль. [Монографія]. – Х. : ІОЦ ХНАМГ, 2009. – 260 с.

73. Introduction to Expert Systems Third Edition Peter Jackson. – Vilyams : 2001. – 624 p.
74. Korzeniowski L. F., Serikov Y. A. (współautor, 50%): Europejski wymiar securitologii / L. F.Korzeniowski, Y. A. Serikov. – Kraków : EAS, 2011. – 244 s.
75. Fensel D., Facca F. D., Simperl E., Toma I. Implementing Semantic Web Services. – Springer : 2011. – 357 p.
76. Olympus NDT. Introduction to Phased Array Ultrasonic Detection. – Waltham, USA : 2004.
77. Olympus NDT. Advances in Phased Array Ultrasonic Technology Applications. – Waltham, USA : 2007.
78. J. C. Drury. Ultrasonic flaw detection for technicians / 3rd edition. Silwerwing Limited. – Llandarcy : 2004.
79. Serikov J. Improvement of the Methods and Means of Nonlinear Acoustics for Diagnostics of Concrete of Massive Items, Constructions and Structures / J. Serikov // Nonlinear Acoustics at the beginning of the 21st Century : 16th Intern. Symp. on Nonlinear Acoustics «ISNA – 16». Moskow State University. – M. : 2002. – V. 2, p. 843 – 846.
80. Serikov Y. Researches of junction of concrete by glue by a ultrasonic impulse method / Y. Serikov // Science, Education and Society : 11th International Scientific Conference. – Zilina, Slovak Republic : 2003. P. 315 – 318.
81. Serikov J. Research of technological properties of polymeric materials by the ultrasonic pulse method / J. Serikov // 5th World Congress on Ultrasonic WCU 2003. – Paris, France : P. 87–88.
82. Joseph C. Giarratano, Gary D. Riley Expert Systems: Principles and Programming, 4th edition. – Vilyams : 2006. – 1152 p.

Додаток

Таблиця Д.

Акустичні властивості матеріалів і речовин

Матеріал, речовина	Питома вага, $\rho \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$	Швидкість поширення пружних хвиль, $c \cdot 10^3 \text{ м/с}$			Хвильовий опір для подовжніх хвиль, $z \cdot 10^6$ Па·с/м
		подовж- ніх	попереч- них	Повер- хневих	
1	2	3	4	5	6
<i>Метали</i>					
Алюміній	2,7	6,35	3,08	2,08	17,1
Бронза	8,5 – 8,9	3,5 – 3,8	2,3 – 2,5	2,1 – 2,3	31 - 33
Дюралюміній	2,7 – 2,8	6,25 – 6,35	3,1	2,9	17,2 – 17,5
Залізо	7,8	5,91	3,23	3,0	46,1
Латунь	8,5	4,43	2,12	1,95	37,7
Мідь	8,9	4,72	3,72	3,52	42,0
Олово	7,3	3,32	1,67	1,56	24,2
Свинець	11,4	2,16	0,70	0,63	24,6
Сталь корозійно- стійка	8,03	5,73	3,12	2,90	46,6
Сталь вуглецева	7,8	5,92	3,28	3,01	46,1
Цинк	7,1	4,71	2,41	2,22	29,6
Чавун	7,2	3,5 – 5,6	3,2 – 3,2	–	25 - 40
<i>Неметалеві матеріали</i>					
Бетон		4,2 – 5,3	–	–	
Скло органічне	1,18	2,65 – 2,73	1,12 – 1,13	1,05	3,0 – 3,22
Полістирол	1,1	2,37	1,12	1,04	2,61
Резина вулканізова- на	0,9 – 1,6	1,5 – 2,3	–	–	1,3 – 3,7
Скло	2,6	5,7	3,4	3,1	14,5
Текстоліт	1,2 – 1,3	2,6	–	–	3,1 – 3,9
Фарфор	2,4	5,3 – 5,35	3,5 – 3,7	–	12,8
Ебоніт	1,2	2,4	–	–	2,9
Смола епоксидна (тверда фаза)	1,15 – 1,3	2,5 – 2,8	1,1	–	2,8 – 3,7

Продовження таблиці Д

1	2	3	4	5	6
<i>Рідини (при $t^{\circ} = 20^{\circ} \text{C}$)</i>					
Ацетон	0,792	1,192	—	—	0,94
Вода	0,998	1,490	—	—	1,49
Гас	0,825	1,295	—	—	1,45
<i>Рідини (при $t^{\circ} = 20^{\circ} \text{C}$)</i>					
Масило машинне	0,89 – 0,96	1,74	—	—	1,5 – 1,7
Олива трансформаторна	0,9 – 0,92	1,38 – 1,4	—	—	1,25 – 1,27
Спирт етиловий	0,789	1,180	—	—	0,93
<i>Газоподібні речовини (при $t^{\circ} = 20^{\circ} \text{C}$)</i>					
Водень	$0,9 \cdot 10^{-4}$	1,248	—	—	$1,1 \cdot 10^{-4}$
Повітря	$1,3 \cdot 10^{-3}$	0,331	—	—	$4,3 \cdot 10^{-4}$

Наукове видання

**ІНФОРМАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ У ВИРІШЕННІ ЗАВДАНЬ
ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗПЕКИ ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ
ЛЮДИНИ, ЕРГОНОМІКИ, ОХОРОНИ ПРАЦІ
І НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА**

МОНОГРАФІЯ

**ЧАСТИНА 1. АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ, ТРАКТОРИ,
САМОХІДНІ МАШИНИ Й МЕХАНІЗМИ**

Відповідальний за випуск *М. В. Хворост*

За авторською редакцією

Комп'ютерне верстання *І. В. Волосожарова*

Дизайн обкладинки *Т. Є. Ключко*

Підп. до друку 19.02.2013
Друк на ризографії.
Тираж 300 пр.

Формат 60 × 84/16
Ум. друк. арк. 13,2
Зам. №

Видавець і виготовлювач:
Харківська національна академія міського господарства,
вул. Революції, 12, Харків, 61002
Електронна адреса: rectorat@ksame.kharkov.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:
ДК № 4064 від 12.05.2011 р.